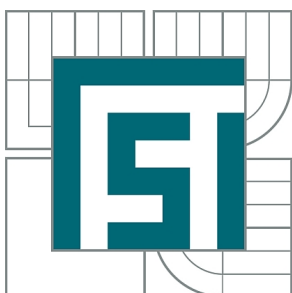




VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH AXIÁLNÍHO ČERPADLA PRO ZADANÉ PARAMETRY

THE DESIGN OF AXIAL PUMP FOR GIVEN PARAMETERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB STAREČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Stareček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

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

Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry

v anglickém jazyce:

The design of axial pump for given parameters

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V SIGMA Výzkumný a vývojový ústav, s.r.o. bylo v minulosti vyvinuto regulační modelové čerpadlo pro specifické otáčky ns 680. V době jeho vývoje nebyly k dispozici současné možnosti CFD analýzy proudění, které umožňují tvarovou optimalizaci hydraulických dílců a kontrolu dosažení zadaných parametrů. Cílem nového hydraulického návrhu je dosažení lepší hydraulické účinnosti a lepších kavitačních vlastností.

Parametry návrhového bodu jsou: $Q = 451,5$ l/s, $H = 10,55$ m, $n = 1620$ 1/min. Původní čerpadlo vyvinuté v Sigma VVÚ, s.r.o. dosahovalo v tomto bodě účinnosti 88%. Cílem je návrh nového rotoru oběžného kola s dosažením vyšší účinnosti za použití CFD výpočtů.

Cíle diplomové práce:

Za použití výpočtů CFD dosáhnout optimalizace hydraulických činných ploch pro axiální čerpadlo ns 680 a provést analýzu výsledků v návrhovém bodě $Q = 451,5$ l/s, $H = 10,55$ m, $n = 1620$ 1/min.

Seznam odborné literatury:

- 1) Brada, K. Bláha, J.: Příručka čerpací techniky, ČVUT Praha, 1997.
- 2) ČSN EN ISO 9906 Hydrodynamická čerpadla - Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů.
- 3) Melichar, J., Bláha, J. : Problematika soudobé čerpací techniky, ČVUT Praha, 2007.
- 4) Neumann, B.:The interaction between geometry and performance of a centrifugal pump, ISBN 0-85298-755-2, Page Bros. Ltd.m Norwich

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Obsahem práce jsou základní hydraulické výpočty, návrh a optimalizace rotorové a statorové části axiálního čerpadla. Dále je zde rozebrán základní princip a funkce hydrodynamických axiálních čerpadel. V závěru práce je pozornost věnována pevnostním výpočtům a modelování proudění za pomoci CFD výpočtů.

KLÍČOVÁ SLOVA

Čerpadlo, CFD, CFX, Rotor, Stator, Axiální

ABSTRACT

This master's thesis contains basic hydraulic calculations, design and optimization of both the rotor and stator part of the axial pump. There is also included an analysis of the principle and function of hydrodynamic axial pumps. The last part of this work is focusing on the strength calculations and flow simulations using CFD.

KEYWORDS

Pump, CFD, CFX, Rotor, Stator, Axial

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STAREČEK, J. *Návrh axiálního čerpadla pro zadané parametry*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 74 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miloslava Haluzy, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 29. května 2015

.....

Jakub Stareček

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu této diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za cenné rady a připomínky a za podnětné vedení diplomové práce. Dále děkuji společnosti SIGMA, zvláště pak Výzkumnému a vývojovému ústavu, s. r. o.. Této společnosti vděčím za velmi přínosné konzultace pod vedením Ing. Lukáše Zavadila, Ph.D , které mou práci obohatily o pohled z praxe. Velkým podílem přispěli k této práci také rodiče, kteří mě morálně a finančně podporovali během celého studia a hlavně při psaní diplomové práce.

Obsah

Úvod.....	9
2. Rozdělení čerpadel.....	10
2.1 Podle způsobu dopravy kapaliny.....	10
2.2 Rozdělení podle měrné energie.....	12
2.3 Rozdělení podle počtu oběžných kol.....	13
3. Axiální čerpadla.....	14
3.1 Rozložení rychlosti na vstupu a výstupu do oběžného kola.....	17
3.2 Hydraulická a měrná energie čerpadla.....	19
3.3 Silový účinek lopatek na kapalinu.....	20
4. Návrh tvaru, rozměrů náboje a potrubí axiálního čerpadla.....	21
5. Konformní zobrazení.....	23
5.1 Konformní zobrazení ve válcové mříži.....	28
5.2 Lineární změna úhlu β na souřadnici ξ	30
5.3 Lineární změna $\operatorname{tg}\beta$ na souřadnici ξ	32
5.4 Kvadratická změna úhlu β na souřadnici ξ s definicí φ_{\max}	33
6. Návrh tloušťky lopatky čerpadla.....	35
7. Návrh vstupní části oběžného kola čerpadla.....	36
7.1 Bezrázový vstup.....	36
7.2 Optimalizace tvaru vstupní části náboje a jeho velikost.....	37
8. Optimalizace vlastního tvaru lopatky a oběžného kola.....	40
8.1 Optimalizace vstupního úhlu β_1	40
8.2 Optimalizace výstupního úhlu β_2	42
8.3 Optimalizace tvaru meridiánu.....	42
8.4 Optimalizace úhlu opásání.....	44
9. Optimalizace tvaru statoru.....	46
9.1 Výstupní část.....	49
10. Podmínka konstantní měrné energie na výstupu ze statoru a oběžného kola.....	50
10.1 Disipace energie na statoru.....	52
11. Tvorba modelu, výpočtové sítě a nastavení ve Fluentu a CFX.....	53
11.1 Tvorba modelu a výpočetních sítí.....	53
11.2 Kompletace a nastavení výpočtu.....	54
11.3 Výpočet a vyhodnocení.....	55

12. Charakteristiky čerpadla	56
13. Pevnostní výpočty	60
13.1 Pevnostní výpočet hřídele	60
13.2 Pevnostní výpočet lopatky	61
Závěr	65
Seznam použité literatury	66
Seznam použitých symbolů a značek	67
Seznam použitých obrázků, tabulek a grafů	69
Seznam obrázků	69
Seznam tabulek	70
Seznam grafů	71
Seznam použitých zkratk	72
Seznam příloh	73
Použité funkce expressions	73

Úvod

Čerpání je jednou z nejvíce využívaných aplikací na světě, a proto je kladen důraz na její spolehlivost, účinnost a nízké náklady na provoz. S dopravou kapalin se setkáme nejen ve většině chemických, technických, energetických a zemědělských aplikací, ale i v domácím prostředí jako jsou oběhová čerpadla topných systémů nebo doprava pitné vody ze studní.

Je třeba si uvědomit, že čerpadla jsou jedny z mála zařízení, která ve většině případů musí nepřetržitě a spolehlivě fungovat. Například je nepřípustná poruchovost oběhových čerpadel v jaderných elektrárnách. S nepřetržitým provozem je spjata i spotřeba energie. V dnešní době, kdy se ceny energií pohybují velmi vysoko, klademe obrovský důraz na spotřebu a celkovou účinnost zařízení. Kromě vývoje nových čerpadel je výzkum směřován i na jejich optimalizaci a snahu zvýšit jejich účinnost. Změny po optimalizaci se mohou jevit jako velmi malé, ale pokud uvažujeme nepřetržitý provoz několika zařízení, v závěru se mohou náklady na provoz výrazně snížit. Změna nákladů na provoz a údržbu jsou nejvýraznější u velkých strojů a zařízení, proto jejich vývoj a optimalizace směřuje spíše průmyslovým směrem.

V dnešní době je velká pozornost směřována optimalizování čerpadel pomocí výpočtového modelování proudění. Využívají se zde zejména programy jako je ANSYS Fluent, CFX, OpenFoam a podobně. Tyto nástroje mohou velice dobře spočítat, jak se bude daná lopatková mříž chovat, avšak stále nelze výsledky z těchto metod optimalizace považovat za vždy korektní, a tak je třeba všechny nové návrhy ověřit i experimentálně. Programy jako CFX a Fluent jsou silnými nástroji spíše ve srovnávání jednotlivých vyšetřovaných geometrií, kde se uvažuje u všech výpočtů obdobná chyba a tak lze určit, které oběžné kolo, nebo komponenta bude v praxi vykazovat lepší vlastnosti.

Důležitou součástí vlastního návrhu a optimalizace jsou i pevnostní výpočty jednotlivých komponent. Při návrhu je stále klíčovým faktorem možnost danou komponentu vyrobit a splnit její životnost a únosnost. I ten nejlepší hydraulický návrh lopatky může být nevhodný právě z důvodu použití tenkých profilů, které nemají dostatečnou pevnost.

2. Rozdělení čerpadel

Čerpadla můžeme rozdělit dle několika kritérií. Tím základním a pro nás nejdůležitějším je způsob dopravy kapaliny.

2.1 Podle způsobu dopravy kapaliny

Hydrostatická čerpadla

Tento typ čerpadel je určen převážně pro dopravu kapalin o vysokých tlacích nebo velké vazkosti. Kinetická energie je velmi nízká a nepřesahuje zpravidla 1% energie tlakové. Typickým znakem hydrostatických čerpadel je opakované plnění a vyprazdňování činného prostoru čerpadla. Tento způsob má ovšem za následek tlakové a průtokové pulzace v hydraulickém systému během každého cyklu čerpadla. Nepříznivé jevy lze úspěšně eliminovat z konstrukčního hlediska například zvolením lichého počtu pístů u pístových jednotek a rozčleněním jednotlivých činných prostorů. Typickými zástupci hydrostatických čerpadel jsou například zubové a lamelové stroje, pístové stroje nebo membránová či hadicová čerpadla.[1]

Speciální čerpadla

Tato čerpadla k čerpání kapaliny využívají energie pomocné kapaliny, případně plynu u mamutových čerpadel. Od konvenčních typů čerpadel, které plní běžné požadavky, jsou tato čerpadla využívána k doplňujícím a často jedinečným funkcím. Časté využití těchto čerpadel je v rozvojových oblastech nebo lokalitách bez přístupů elektrické energie. Speciální čerpadla jsou často využívána k dopravě pitné a závlahové vody. K typickým zástupcům těchto čerpadel patří například ejektory, mamutová čerpadla nebo vodní trkače.[1]

Hydrodynamická čerpadla

„Hydrodynamické stroje využívají setrvačných účinků kapaliny vyvolaných změnou rychlosti kapaliny v pracovních částech - lopatkových mřížích“[1]. Základním pracovním prvkem hydrodynamických čerpadel jsou lopatky, které tvoří rotorovou lopatkovou mříž neboli oběžné kolo čerpadla. Podle polohy a umístění lopatek oběžného kola vzhledem k ose otáčení, a tedy směru kapaliny na vstupu a výstupu, rozlišujeme čerpadla radiální, diagonální a axiální typy.

Z hydraulického hlediska se tvar kanálu v oběžném kole mění podle hodnoty měrných otáček n_q , kde n jsou otáčky čerpadla v jednotkách $[s^{-1}]$:

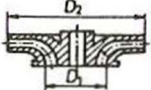
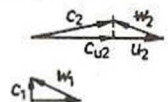
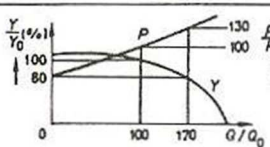
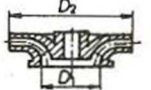
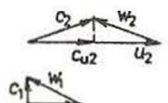
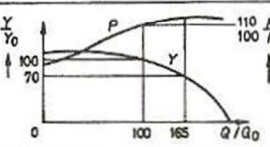
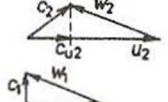
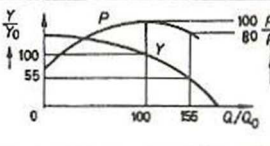
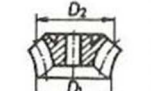
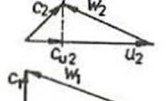
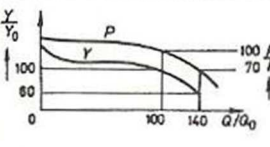
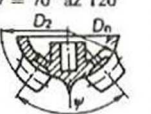
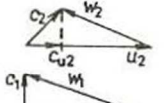
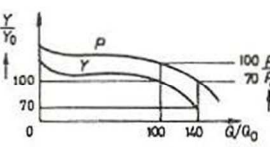
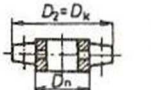
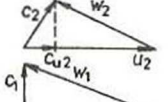
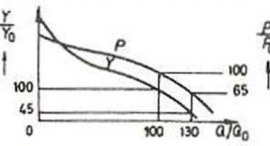
$$n_q = 333 \cdot n \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}}$$

nebo specifických otáček n_s , kde:


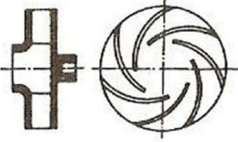

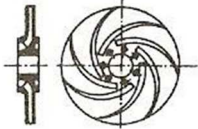
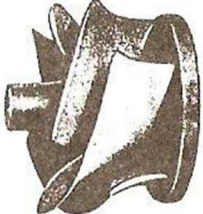
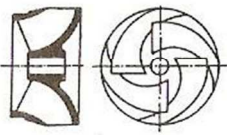
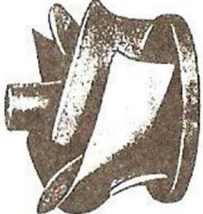
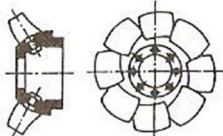

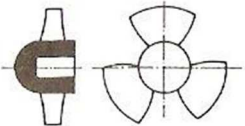
$$n_s = 3,65 \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$$

Toto dělení však reflektuje vliv Reynoldsova čísla Re , a tak se v praxi musí pro každý modelový typ čerpadla nalézt optimální pracovní podmínky. Tímto se empirickou cestou kompenzuje i vliv Reynoldsova čísla a funguje jako korekce účinnosti.[2]

Mezi měrnými a specifickými otáčkami existuje jistá analogie. Se vzrůstající hodnotou měrných nebo specifických otáček se tvar kanálu mění z radiálního přes diagonální až po axiální tvar. [2]

Měrné otáčky n_q (min^{-1})	Typ oběžného kola	Meridiánový řez oběžným kolem	Výstupní a vstupní rychlostní trojúhelníky	Charakteristiky čerpadla
10 až 30	radiální	$D_2/D_1 = 3,5$ až 2 		
22 až 60	radiální se zborcenými lopatkami	$D_2/D_1 = 2$ až 1,5 		
50 až 70	Francisovo	$D_2/D_1 = 1,5$ až 1,3 		
70 až 120	diagonální	$D_2/D_1 = 1,2$ až 1,1 		
60 až 135	diagonální vrtulové	$D_2/D_n = 1,25$ až 1,9 $\psi = 70^\circ$ až 120° 		
110 až 410	axiální vrtulové	$D_2/D_n = 1,6$ až 2,4 		

Tab. 2.1. Rozdělení hydrodynamických čerpadel podle měrných otáček n_q [1]

Název	Vyobrazení
 Radiální kolo s nezborcenou (válcovou) plochou lopatek	
 Radiální kolo se zborcenými lopatkami	
 Diagonální kolo s krycími disky a pevnými lopatkami	
 Diagonální kolo bez krycích disků, lopatky natáčivě uloženy v náboji oběžného kola	
 Axiální (vrtulové) kolo s lopatkami pevně nebo natáčivě uloženými v náboji oběžného kola	

Tab. 2.2. Základní tvary oběžných kol hydrodynamických strojů.[1]

2.2 Rozdělení podle měrné energie

Nízkotlaká čerpadla $Y < 200 \text{ J/kg}$

Čerpadla určená pro čerpání kapaliny do malých výšek s nízkými tlaky. Typickým zástupcem v této kategorii jsou axiální vrtulová čerpadla, případně nízkotlaká radiální a diagonální čerpadla. [2]

Středotlaká čerpadla $Y = 200\text{-}3000 \text{ J/kg}$

Konstrukce čerpadel je velmi blízká čerpadlům vysokotlakým. Je možné použití i vícestupňového uspořádání oběžných kol. Využívají se ve vodárenství či petrochemii.[2]

Vysokotlaká čerpadla $Y > 3000 \text{ J/kg}$

Čerpadla jsou určena pro nejnáročnější aplikace. Pro získání vysokých hodnot měrných energií se v praxi využívá zařazení několika oběžných kol za sebou. Typickými zástupci v této skupině jsou čerpadla do hlubokých vrtů nebo napájecí čerpadla.[2]

2.3 Rozdělení podle počtu oběžných kol**Jednostupňová čerpadla**

Čerpadlo obsahuje pouze jedno oběžné kolo se statorovou částí.[2]

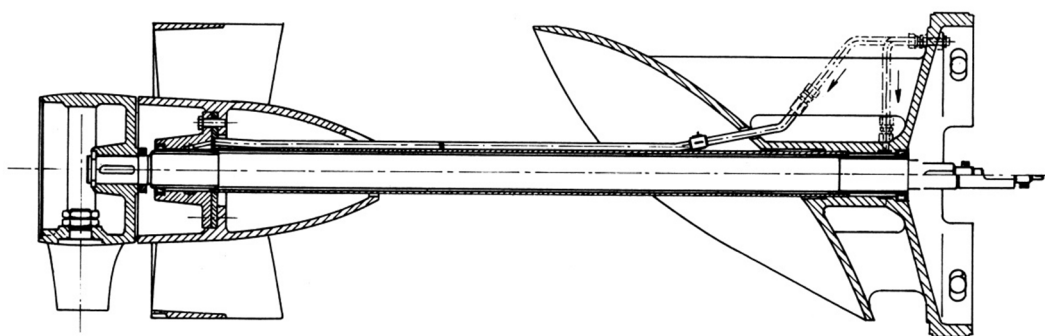
Vícestupňová čerpadla

Čerpadlo obsahuje více oběžných kol řazených za sebou. Zpravidla uložených na jedné hřídeli v radiálním provedení s použitím prvků pro kompenzaci axiálních sil.[2]

3. Axiální čerpadla

Axiální vrtulová čerpadla se využívají v oblastech relativně nízkých měrných energií a velkých průtoků pracovního média. Využití je zejména v čistírnách odpadních vod, zavlažování, zemědělství nebo jako čerpadla chladicí vody v tepelných elektrárnách. V dnešní době je na trhu řada variant axiálních čerpadel. Tato čerpadla mohou mít libovolné uspořádání, a to buď vertikální či horizontální.

Axiální čerpadla jsou přímo zakomponována v potrubním systému, kde vstupní část se sacím zvonem přímo navazuje na potrubí, případně na ústí do sací jímky. Pro snadnou údržbu a výměnu mechanicky opotřebovaných částí existují varianty s vyjímatelným rotorem, takže pro výměnu činných ploch není třeba složitě vyjmát celé čerpadlové těleso, ale pouze rotorovou část.



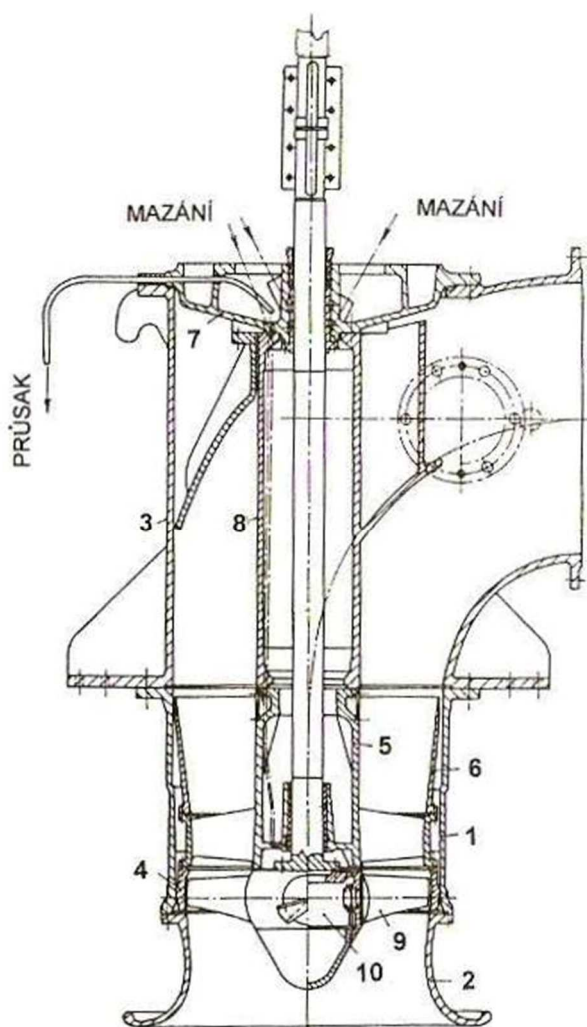
Obr. 3.1. Vyjímatelný rotor axiálního čerpadla[2]

Pro větší regulační rozsah mohou být čerpadla vybavena mechanismem pro natáčení lopatek. Natáčecí mechanismus je umístěn uvnitř náboje čerpadla, kde pomocí pákového mechanismu a přestavného kříže v náboji dochází k natáčení lopatek. Na podobném principu pracuje i systém natáčení lopatek u Kaplanovy turbíny. Mechanismus pro natáčení lopatek je ovládán pomocí regulační tyče vedené v hřídeli čerpadla. U konstrukčních provedení s regulačním mechanismem je třeba vzít do úvahy větší průměr náboje a kulový tvar náboje pro přestavování lopatek. Kulový tvar tak zajistí stálou těsnost mezi lopatkou a krycím či nosným diskem. Celá hřídel s regulačním mechanismem je umístěna v pouzdře. Kapalina na výtlaku z čerpadla tak nesmáčí rotující hřídel, která by v případě smáčení generovala velké ztráty třením a mohlo by dojít k průsaku kapaliny do regulačního mechanismu a ložisek čerpadla. U levnějších, menších a jednodušších variant je hřídel přímo vedena v kapalině. Ložiska axiálních čerpadel jsou převážně dimenzována na zachyt axiálních sil. V oblasti ucpávky a ložisek je třeba počítat s možným průsakem čerpané kapaliny. Hřídel je spojena po výstupu z kolena čerpadla s elektromotorem, který pohání celé čerpadlové soustrojí.[1][2]

Generátory menších čerpadel jsou ve většině případů jednofázové elektromotory o napětí 220 V. Pro výkony do 250 kW jsou používány asynchronní elektromotory. V případě největších čerpadel v řádech MW až desítek MW jsou používány synchronní elektromotory na vysoké napětí. S rozvojem frekvenčních měničů a poklesem jejich ceny je v poslední době trendem instalovat elektromotory s regulací otáček. Pro pohon napájecích čerpadel

v elektrárnách se běžně využívá parních turbín. Někdy mohou být čerpadla poháněna spalovacími motory, spalovacími turbínami nebo vodní turbínou.[5]

Na výstupu z oběžného kola čerpadla je zpravidla umístěn stator čerpadla, který má přibližně dvojnásobný počet lopatek, než je množství lopatek oběžného kola. Počet statorových lopatek nesmí být přesným dvojnásobkem, ale pouze přibližným lichým násobkem, a to z důvodu generování tlakových pulzací při průchodu rotorové lopatky kolem statorové. Tyto pulzace se mohou přenášet do celého systému, a tak ohrozit jeho chod, účinnost a životnost. Stator se do čerpadlového systému umísťuje z důvodu usměrnění rotující kapaliny, která vystupuje z oběžného kola, zpět do axiálního směru. V případě absence statorové části by rotující kapalina odcházela kolenem pryč a docházelo by tak k razantnímu snížení dopravní výšky a s ní spojené měrné energie. Důsledkem by bylo snížení celkové účinnosti čerpadla.[1][2]

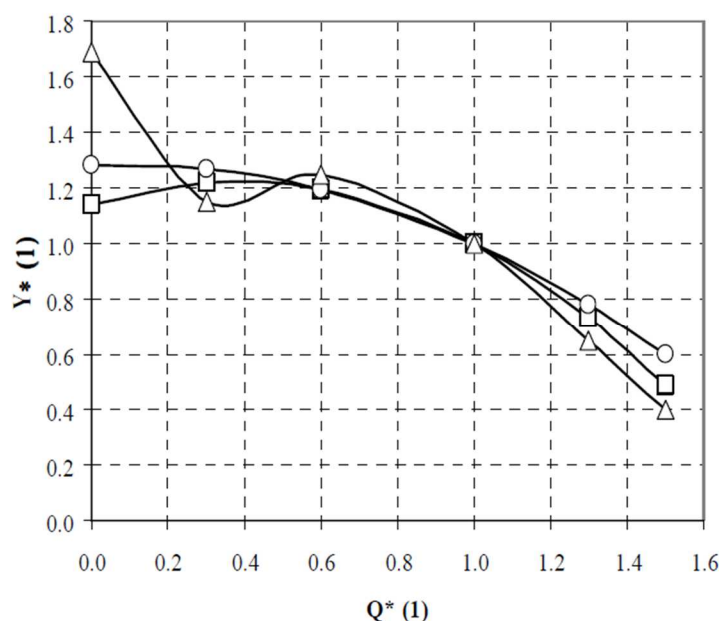


Obr. 3.2. Řez axiálním čerpadlem. 1.tělo čerpadla; 2.sací zvon; 3.výstupní kolen; 4.vložka; 5.náboj rozvaděče; 6.rozvaděč; 7.víko; 8.pouzdro; 9.oběžná lopatka; 10.náboj oběžného kola

Axiální čerpadla se vyznačují velkou rychloběžností a velmi řídkou lopatkovou mříží. Jelikož axiální čerpadla nevytvářejí uzavřené lopatkové kanály, nelze vždy postupovat podle klasické proudnicové teorie. [2]

Oběžná kola axiálních čerpadel a všech hydrodynamických strojů jsou rotačně symetrickými útvary, otáčejícími se kolem osy z úhlovou rychlostí ω . Prostor, kterým protéká pracovní médium, je vymezen krycím a nosným diskem. V případě axiálního stroje je to náboj a válcová skříň, ve které je oběžné kolo uloženo. Pracovní médium u axiálních vrtulových čerpadel vstupuje i vystupuje axiálním směrem. [1][2]

Pro praktické návrhy hydrodynamických čerpadel se využívá pracovního diagramu čerpadla, někdy také nazýván jako „charakteristika“ čerpadla. V diagramu závislosti měrné energie (dopravní výšky) a průtoku čerpadla si lze všimnout typické labilit hydrodynamických čerpadel v oblasti závěrného bodu. V případě axiálních strojů je tato labilita mírně posunuta vpravo. Provoz hydrodynamických čerpadel v oblastech lability se nedoporučuje a je provázen nepříznivými jevy jako jsou tlakové pulzace, pulzace průtoku nebo mechanickým chvěním. Tyto nepříznivé jevy mají velký vliv na spolehlivost a dlouhodobost provozu. [5]



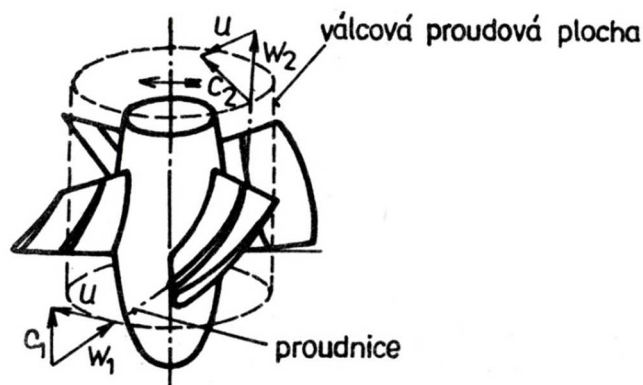
Graf 3.1. Charakteristika různých hydrodynamických čerpadel: o–diagonální □–radiální Δ–axiální

V grafu 3.1. je znázorněn 1. kvadrant celkové charakteristiky čerpadla. Úplná charakteristika lopatkového stroje leží ve všech čtyřech kvadrantech a je někdy nazývána jako „kruhový“ nebo též Kármán-Knappův diagram. Každé lopatkové čerpadlo je současně motorem (turbínou) a naopak.[5]

Úplná charakteristika lopatkového stroje se získává pomocí měření na hydraulické zkušebně. Jedná se o velmi zdlouhavou a náročnou práci, neboť je třeba proměřit desítky, někdy až stovky pracovních bodů ve všech čtyřech kvadrantech.[5]

3.1 Rozložení rychlosti na vstupu a výstupu do oběžného kola

Rychlosti na vstupu a výstupu do oběžného kola jsou vyjádřeny rychlostním trojúhelníkem. Ten je tvořen unášivou složkou rychlosti u , která je závislá na poloměru oběžného kola a otáčkách.



Obr. 3.3. Rychlostní trojúhelníky s proudovou plochou a proudnicí. [2]

Na válcových proudových plochách je unášivá rychlost konstantní a s poloměrem se mění lineárně.[2]

$$u = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \quad (3.1.1)$$

Na vstupu je rovnoběžně s osou z celková rychlost c_1 , která je v ideálním případě rovna meridiální rychlosti c_{1m} . Meridiální rychlost kapaliny leží v tak zvaném meridiálním řezu oběžného kola a je vždy kolmá na unášivou složku rychlosti. U všech axiálních čerpadel nemusí platit rovnoběžnost c_1 s osou z , a to z důvodu předřazených statorových lopatek. Poté může vzniknout v unášivém směru unášivá složka absolutní rychlosti c_{u1} .

Na výstupu rychlost c_2 svírá s rychlostí u_2 úhel, který vyjadřuje odchýlení kapaliny na výstupu z rotoru. S touto odchýlkou souvisí i unášivá složka absolutní rychlosti c_{u2} , která je průmětem rychlosti c_2 do unášivého směru. Hodnota meridiální rychlosti souvisí s průtokem a průřezem na vstupu do oběžného kola.

$$c_{1m} = \frac{Q}{S} \quad (3.1.2)$$

Tento vztah lze upravit napsat jako:

$$Q \sim \pi \cdot D \cdot b \cdot c_{m1}, \quad (3.1.3)$$

kde D je průměr a b odpovídající příslušná šířka oběžného kola. Vztah je roven jen přibližně, neboť zohledňuje tloušťku lopatek reálného kola.

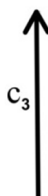
Výslednou složkou jsou relativní rychlosti w_1 a w_2 . Vektorovým součtem těchto rychlostí vznikne rychlostní trojúhelník, pro který platí vektorová rovnice:

$$\mathbf{c} = \mathbf{w} + \mathbf{u}$$



Obr. 3.4. Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu z rotoru axiálního čerpadla.[1]

Na výstupu z oběžného kola axiálního čerpadla se zpravidla umísťuje rozvaděč neboli stator. Úkolem statoru je vyrovnávat rychlost c_2 , která vystupuje pod zmiňovaným úhlem z rotoru. Stator tedy vyrovná rychlost c_2 do axiálního směru a na výstupu ze statoru vystupuje v ideálním případě axiální rychlost c_3 . [2][1][4]



Obr. 3.5. Rychlostní trojúhelník na výstupu ze statoru.

3.2 Hydraulická a měrná energie čerpadla

V hydraulických strojích a potrubních systémech je základním nositelem hydraulické energie pracovní kapalina.

Hydraulickou energii lze rozdělit na:

- a) potenciální energii – tlakovou, polohovou;
- b) kinetickou energii

Během proudění kapaliny dochází k transformaci energií mezi sebou. Měrná energie je vztažena na 1kg pracovní kapaliny a je mírou jejího energetického obsahu. V daném průtokovém průřezu je celková měrná energie určena součtem tlakové energie E_p , polohové energie E_h a kinetické energie E_k .

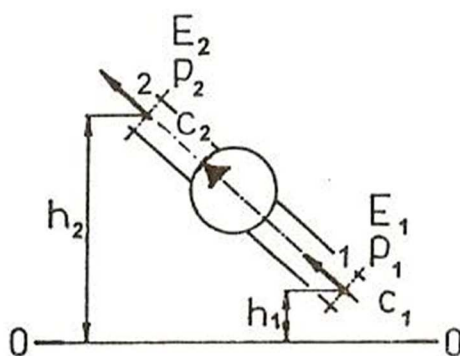
$$Y = E_p + E_h + E_k \quad (3.2.1)$$

Pro celkovou měrnou energii můžeme z tohoto vztahu vyjádřit:

$$Y = \frac{p}{\rho} + g \cdot H + \frac{c^2}{2} \quad (3.2.2)$$

Na obrázku 3.6. je potrubní systém s vřazeným čerpadlem. Na vstupu a výstupu jsou dány hodnoty měrných energií E_1 a E_2 . V případě tohoto systému s čerpadlem bude

$$Y_1 < Y_2$$



Obr. 3.6. Hydraulický systém s čerpadlem.[1]

V případě turbíny:

$$Y_1 > Y_2$$

U vodorovného potrubí bez hydraulického stroje a neuvažování ztrát:[1][2]

$$Y_1 = Y_2$$

Jak bylo zmíněno v kapitole 2.1, hydrodynamická čerpadla pracují na principu změny hybnosti kapaliny v oběžném kole. Tuto změnu hybnosti a tedy měrnou energii, kterou čerpadlo dodá pracovnímu médiu lze teoreticky vyjádřit z hodnot rychlosti z rychlostního trojúhelníku za pomoci Eulerovy čerpadlové rovnice, kde c_{u1} a c_{u2} jsou hodnoty složek absolutních unášivých rychlostí a unášivé rychlosti u :

$$Y_{\xi} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (3.2.3)$$

Jelikož u axiálního čerpadla jsou hodnoty unášivých rychlostí na proudových plochách stejné, platí:

$$u_2 = u_1 = u$$

Takže lze rovnici psát ve tvaru:

$$Y_{\xi} = u(c_{u2} - c_{u1}) = u \cdot \Delta c_u \quad (3.2.4)$$

Aby kapalina postupovala prostorem oběžného kola rovnoběžně kolem proudových ploch, musí být splněna podmínka konstantní měrné energie. Tuto podmínku lze vyjádřit jako:[1][2]

$$Y_{\xi} = konst.$$

3.3 Silový účinek lopatek na kapalinu

Změna hybnosti kapaliny neboli přenos energie z oběžných lopatek na kapalinu, se realizuje silovým účinkem vhodně profilované lopatky oběžného kola. Tyto tvary lopatek jsou získávány převážně experimentálně. V lopatkové mříži se výsledná hydrodynamická síla skládá ze vztlakové síly ve směru osy z a odporové síly od kapaliny v obvodovém směru. [2]

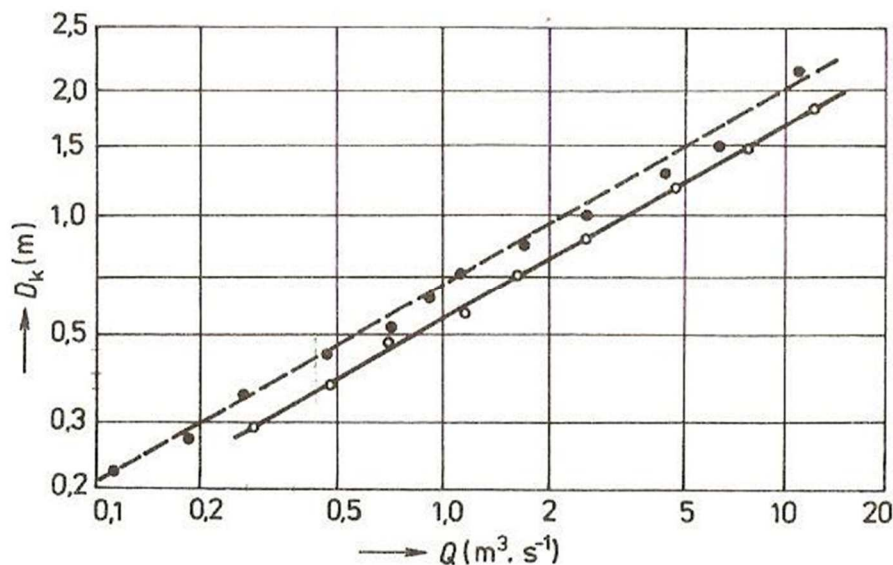
$$F_{celk} = \sqrt{F_z^2 + F_u^2}$$

Lopatky axiálních čerpadel je třeba dimenzovat tak, aby vydržely zatížení vznikající vlivem výsledné hydrodynamické síly ve všech pracovních bodech čerpadla. [1]

4. Návrh tvaru, rozměrů náboje a potrubí axiálního čerpadla

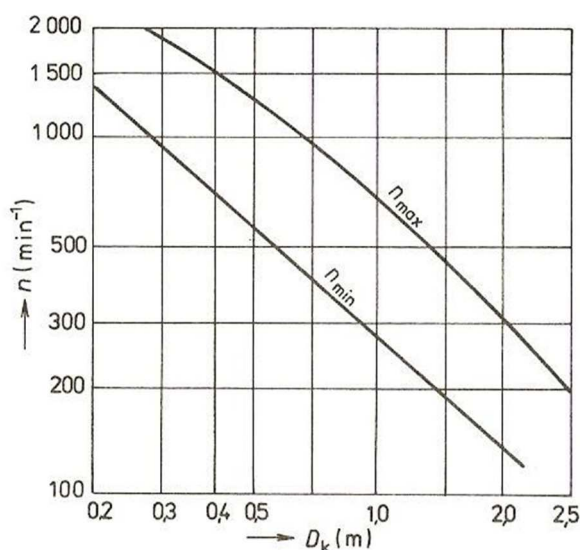
Při návrhu axiálního čerpadla jsou většinou zadány základní parametry a to: průtok Q a dopravní výška H , ze které vychází hodnota měrné energie Y . Jedná-li se o konvenční řešení, můžeme pro základní návrh využít statistických dat z úspěšných modelů čerpadel. Tyto hodnoty jsou však pouze orientační.

Z rovnice kontinuity a známého průtoku Q můžeme určit velikost oběžného kola D_k .



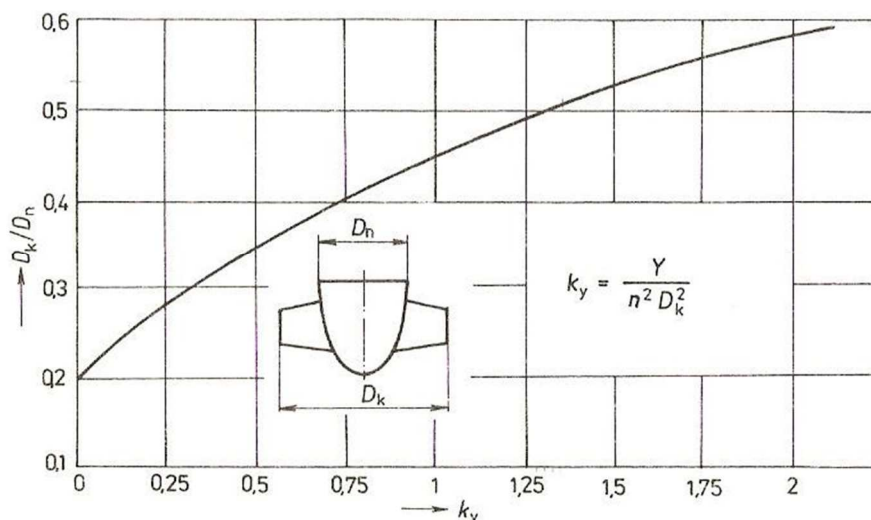
Graf 4.1. Určení vnějšího průměru oběžného kola D_k v závislosti na průtoku axiálním čerpadlem. ○ Podle GOST 9 366-60, SSSR; • Podle EKM,NDR[2]

Pro určení průměru oběžného kola lze přistupovat také z hlediska otáček. Přiřazení průměru kola je přesnější k průtoku než k otáčkám.



Graf 4.2. Rozsah používaných otáček pro axiální čerpadla v závislosti na průměru oběžného kola.[2]

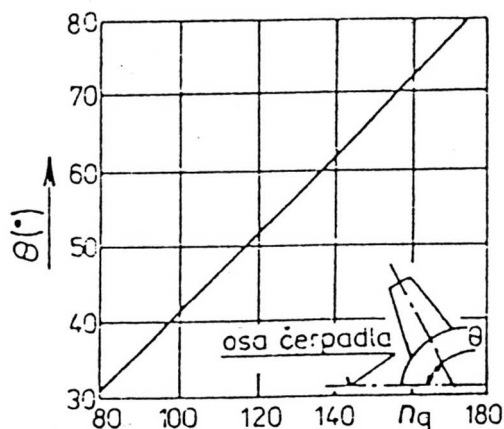
Velikost náboje rotoru je závislá na průměru oběžného kola. Ze statistických dat, stejně jako u určování velikosti oběžného kola, byl odvozen graf pro určení poměru mezi průměrem oběžného kola D_k a průměrem náboje D_n . Tento poměr se určuje pomocí součinitele měrné energie k_y , který je závislý na velikosti měrné energie, otáčkách a průměru oběžného kola. Pro výpočet součinitele měrné energie k_y se používá vztah uvedený v grafu 4.3. Z grafu se poté odečte orientační poměr velikosti náboje k oběžnému kolu.[2]



Graf 4.3. Orientační hodnoty poměrného průměru náboje D_k/D_n v závislosti na součiniteli měrné energie k_y , podle LPI Leningrad.[2]

Dalším důležitým faktorem je tvar náboje oběžného kola, který se mění v závislosti na specifických otáčkách. V případě pomaloběžných čerpadel se jedná o kuželový náboj (vychází z diagonálních čerpadel). U vyšších specifických otáček se využívá válcových ploch.

V případě axiálních nebo diagonálních čerpadel s natáčecími lopatkami, musí být na náboji a krycím disku vytvořena kulová plocha. Lopatky při regulaci tyto kulové plochy kopírují a je tak zajištěna těsnost během každého úhlu natočení. Tato kulová plocha může být vytvořena jak na kuželových, tak na válcových nábojích. Podobný způsob utěšňování spáry mezi lopatkou a nábojem nebo krycím diskem je využíváno u Kaplanových turbín.[2][4]



Graf 4.4. Graf pro určení tvaru náboje podle měrných otáček.[4]

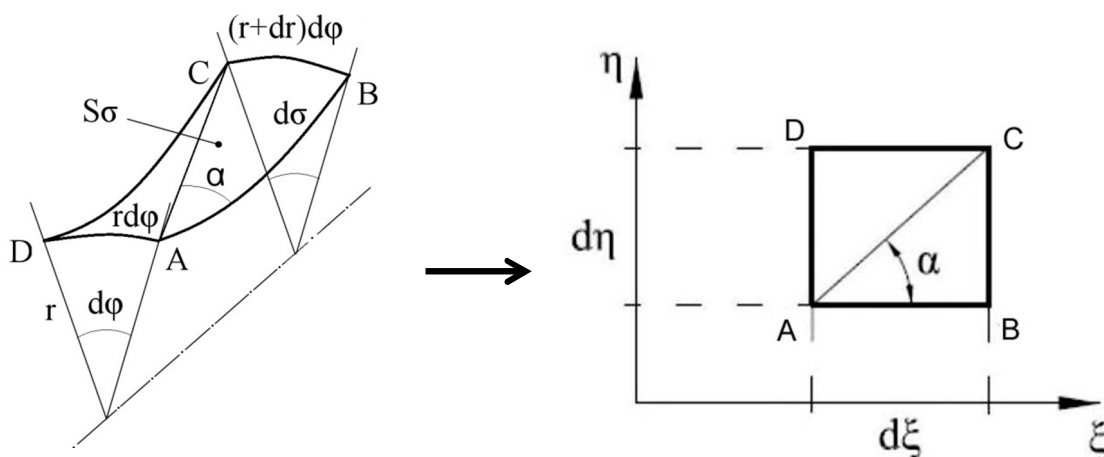
5. Konformní zobrazení

Pro řešení prohnutí a velikosti lopatek oběžných kol turbín a čerpadel využíváme konformních transformací.

Konformní zobrazení je spojitě zobrazení, které zachovává velikosti úhlů. Konformní zobrazení transformuje obecnou proudovou plochu do Gaussovy roviny, která je tvořena souřadnicí ξ a η .

Proudová plocha je pomyslná plocha v oblasti proudící kapaliny, přes kterou neprochází médium, a tedy všechny rychlosti jsou k této ploše tečné. Na této proudové ploše je třeba definovat meridiánovou neboli křivkovou souřadnici σ a úhlovou souřadnici φ .

Během konformní transformace dochází k transformaci křivkové souřadnice σ , která leží na proudové ploše, do Gaussovy roviny, konkrétně do směru osy ξ . Analogicky se úhlová souřadnice φ transformuje do směru osy η . [4]



Obr. 5.1. Transformace z polárních do konformních souřadnic. [3]

Z obrázku 5.1 je patrné, že musí platit:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d\eta}{d\xi} = \frac{(r + dr) \cdot d\varphi}{d\sigma} = \frac{r \cdot d\varphi + dr \cdot d\varphi}{d\sigma} \doteq \frac{r \cdot d\varphi}{d\sigma} \quad (5.1)$$

Člen $dr \cdot d\varphi$ se blíží nule a tak jej zanedbáváme. Pro konformní zobrazení platí linearita mezi η a φ . A tedy musí platit:

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = k \quad (5.2)$$

Z rovnice (5.1) vyplývá, že:

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \frac{r \cdot d\varphi}{d\sigma} \quad (5.3)$$

Rovnici lze přepsat jako:

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = \frac{r \cdot d\xi}{d\sigma} \quad (5.4)$$

Dosazením z rovnice (5.2) a úpravou dostaneme:

$$d\xi = \frac{k}{r} d\sigma \quad (5.5)$$

Rovnici (5.5) lze psát i jako integrál:

$$\xi = k \cdot \int_{\sigma_0}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.6)$$

Pokud známe hodnoty v bodech σ_0 a σ_1 můžeme integrál rozepsat a zavést konstantu k_1 :

$$\xi = k \cdot \int_{\sigma_0}^{\sigma_1} \frac{d\sigma}{r} + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} = k_1 + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.7)$$

Pro vstupní hranu lopatky lze napsat okrajové podmínky:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_1 \\ \xi_1 &= -\frac{h}{2} \end{aligned}$$

Okrajové podmínky dosadíme do rovnice (5.7)

$$-\frac{h}{2} = k_1 + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma_1} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.8)$$

Výsledkem integrálu v pravé straně rovnice po dosazení mezí je nula, a tak získáme konstantu k_1 :

$$k_1 = -\frac{h}{2}$$

Pro určení druhé konstanty k_2 je třeba vrátit se k rovnici (5.2) a vyjádřit z ní $d\eta$:

$$\frac{d\eta}{d\varphi} = k \quad \Rightarrow \quad d\eta = k \cdot d\varphi$$

Integrací takto upravené rovnice dostaneme:

$$\eta = k \cdot \varphi + k_2 \quad (5.9)$$

Pro řešení rovnice je třeba zavést další okrajové podmínky:

$$\eta = \eta_0 = 0$$

$$\varphi = 0$$

Dosazením okrajových podmínek do rovnice (5.9) a úpravou dostaneme:

$$\eta_0 = k \cdot 0 + k_2 \quad \Rightarrow \quad k_2 = \eta_0$$

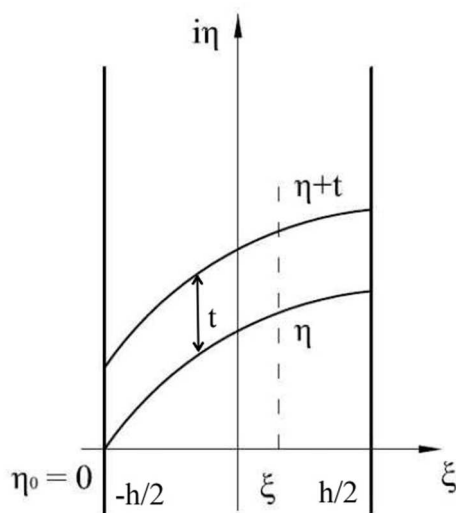
Z čehož vyplývá, že:

$$k_2 = 0 \quad \eta_0 = 0$$

Z rovnice (5.9) a dosazením za k_2 tedy vyplývá:

$$\eta = k \cdot \varphi + \eta_0 \quad (5.10)$$

Výše uvedené odvození a výpočet konstant však platí pouze pro jednu lopatku. V reálném případě musíme uvažovat lopatky po celém obvodu oběžného kola (360° , a tedy 2π).



Obr. 5.2. Zobrazení lopatek v konformním zobrazení.[3]

V případě zavedení konstanty vyjadřující počet lopatek z a roztečí lopatek t , můžeme upravit rovnici (5.10) do tvaru:

$$\eta + t = k \cdot \left(\varphi + \frac{2\pi}{z} \right) + \eta_0 \quad (5.11)$$

Zavedením okrajových podmínek:

$$\eta = \eta_0$$

$$\varphi = 0$$

A dosazením do rovnice (5.11) dostaneme:

$$\eta_0 + t = k \cdot \left(0 + \frac{2\pi}{z} \right) + \eta_0 \quad (5.12)$$

Po úpravě dostáváme hodnotu konstanty k :

$$t = k \cdot \frac{2\pi}{z} \quad \Rightarrow \quad k = \frac{t \cdot z}{2\pi}$$

Jelikož jsme určili všechny konstanty, můžeme se vrátit k rovnici (5.7) a dosadit do ní spočítanou konstantu k_1 . Rovnici lze poté upravit a zapsat do tvaru:

$$\xi = -\frac{h}{2} + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.13)$$

Do takto upravené rovnice můžeme dosadit i hodnotu druhé konstanty k_2 pro definovaný počet lopatek:

$$\xi = -\frac{h}{2} + \frac{t \cdot z}{2\pi} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.14)$$

Pro výstupní hranu lopatky lze napsat okrajovou podmínku:

$$\xi_2 = +\frac{h}{2}$$

Dosazením okrajové podmínky do rovnice (5.13) dostaneme:

$$\frac{h}{2} = -\frac{h}{2} + k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.15)$$

Tuto rovnici můžeme upravit a zapsat do tvaru:

$$h = k \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.16)$$

Zavedením tzv. konstanty lopatkové mříže a za integrál, můžeme z této rovnice vyjádřit konstantu k , kterou je možné položit rovnu konstantě vyjádřené z rovnice (5.12).

$$k = \frac{h}{a} \quad \Rightarrow \quad \frac{t \cdot z}{2\pi} = \frac{h}{a}$$

Vrátíme se zpět k rovnici (5.13), ve které je možné za konstantu k dosadit novou konstantu.

$$\xi = -\frac{h}{2} + \frac{h}{2} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.17)$$

Tuto rovnici lze upravit do tvaru:

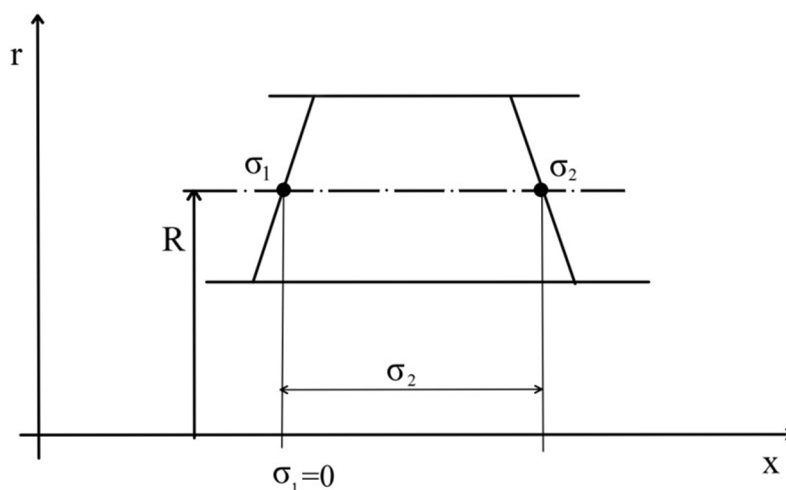
$$\xi = h \cdot \left(\frac{1}{a} \cdot \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} - \frac{1}{2} \right) \quad (5.18)$$

Pokud dosadíme do rovnice (5.16) hodnotu konstanty $k=h/a$, můžeme vyjádřit konstantu lopatkové mříže a . Po dosazení a úpravě rovnice dostaneme: [3][4]

$$a = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} \quad (5.19)$$

5.1 Konformní zobrazení ve válcové mříži

V případě návrhu axiálního čerpadla s válcovým nábojem lze považovat proudové plochy za válcové, takže se hodnota poloměru proudové plochy s krokem dx , a tedy $d\sigma$ nemění (viz obr. 5.3.). Proudnice v takto definovaném prostoru budou přímkami a celé řešení lze zjednodušit.



Obr. 5.3. Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v Gaussově rovině.

Proto můžeme napsat:

$$d\sigma = dx$$

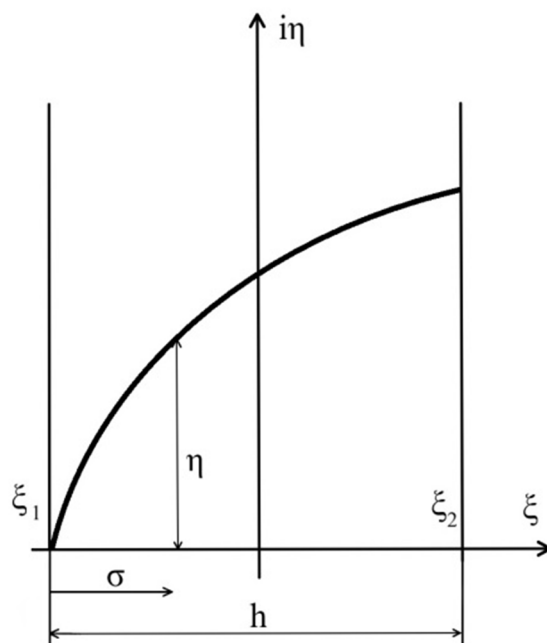
$$r = R$$

Hodnotu σ v prvním bodě můžeme považovat za nulovou a od této pozice dále pokračovat krokem $d\sigma$. Díky výše zmíněným předpokladům lze řešit integrál z rovnice (5.19) jako:

$$a = \int_{\sigma_1}^{\sigma_2} \frac{d\sigma}{r} = \frac{1}{R} \cdot \int_0^{\sigma_2} d\sigma = \frac{\sigma_2}{R} \quad (5.20)$$

Konstantu lopatkové mříže lze upravit a zapsat jako:

$$\frac{1}{a} = \frac{R}{\sigma_2} \quad (5.21)$$



Obr. 5.4. Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení.

U konformního zobrazení ve válcové mříži se hodnota h rovná hodnotě σ . Konformní zobrazení válcové mříže je jediné zobrazení, kde tato rovnost platí. Z obrázku je patrné, že platí předpoklad:

$$h = \sigma_2$$

Pro úplnost zmiňujeme, že v případě tohoto typu zobrazení lze okrajové podmínky napsat jako:

$$\xi_1 = -\frac{\sigma_2}{2}$$

$$\xi_2 = \frac{\sigma_2}{2}$$

Pokud takto upravenou konstantu lopatkové mříže (5.21) a výše uvedený předpoklad dosadíme do rovnice (5.18), můžeme rovnici zapsat a upravit do tvaru:

$$\xi = \sigma_2 \cdot \left(\frac{R}{\sigma_2} \cdot \int_0^\sigma \frac{d\sigma}{R} - \frac{1}{2} \right) = \sigma - \frac{\sigma_2}{2} \quad (5.22)$$

Pro výpočet úhlu φ lze psát rovnici:

$$\eta = \frac{h}{a} \cdot \varphi \quad (5.23)$$

Do této rovnice můžeme dosadit za konstantu lopatkové mříže pravou stranu rovnice z rovnice (5.21) a při uvažování výše uvedeného předpokladu psát:

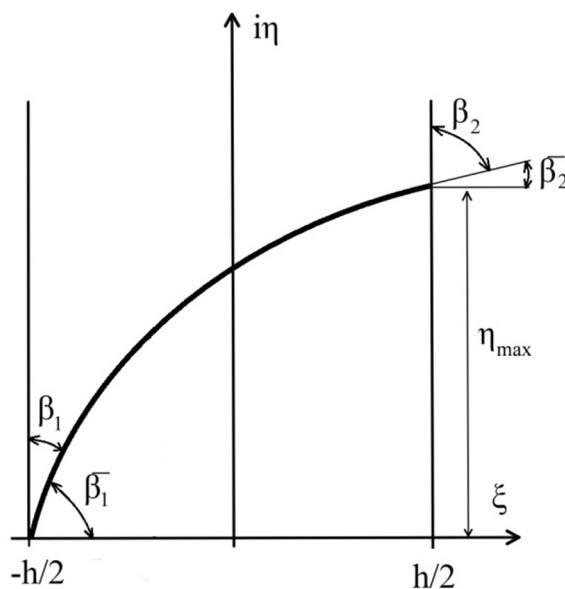
$$\eta = \frac{\sigma_2 \cdot R}{\sigma_2} \cdot \varphi = R \cdot \varphi \quad (5.24)$$

Z čehož vyplývá, že:

$$\varphi = \frac{\eta}{R} \quad (5.25)$$

5.2 Lineární změna úhlu $\bar{\beta}$ na souřadnici ξ

První volbou při řešení tvaru lopatek axiálního čerpadla byla použita metoda lineární změny úhlu $\bar{\beta}$. U této metody se vychází z rovnice přímky. Tato metoda má velkou výhodu tkvící v tom, že je energeticky nejvýhodnější. Nevýhodou ovšem bývá absence volby úhlu opásání, což může způsobit problémy při návrhu profilu na nosném disku, kdy úhly opásání jsou velmi malé a nelze je následně měnit. Tento problém lze vyřešit použitím metody kvadratické změny úhlu $\text{tg } \bar{\beta}$. Tato metoda bude detailněji popsána a odvozena v kapitole (5.4).



Obr. 5.5. Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení s vyznačením úhlů na vstupu a výstupu.

Rovnice přímky má tvar:

$$\bar{\beta} = \bar{\beta}_1 + k \cdot \left(\xi + \frac{h}{2} \right) \quad (5.2.1)$$

Z obr. 5.5. jsou patrné okrajové podmínky:

$$\xi_1 = -\frac{h}{2}$$

$$\xi_2 = \frac{h}{2}$$

Pokud druhou okrajovou podmínku dosadíme do rovnice (5.2.1) a vyjádříme konstantu k , dostaneme:

$$\bar{\beta}_2 = \bar{\beta}_1 + k \cdot (h) \quad (5.2.2)$$

$$k = \frac{\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1}{h}$$

Pro vztah pro obecný úhel $\bar{\beta}$ je třeba dosadit konstantu k do rovnice (5.2.1), vzniklý výraz lze poté upravit:

$$\bar{\beta} = \bar{\beta}_1 + \frac{\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1}{h} \cdot \left(\xi + \frac{h}{2} \right) = \bar{\beta}_1 + \frac{\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1}{h} \cdot \xi + (\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1) \cdot \frac{1}{2} \quad (5.2.3)$$

Tento výraz lze ještě upravit a zavést konstanty a a b :

$$\frac{\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1}{h} \cdot \xi + (\bar{\beta}_2 + \bar{\beta}_1) \cdot \frac{1}{2} = a + b \cdot \xi \quad (5.2.4)$$

Takže konstanty a a b mají tvar:

$$a = \frac{\bar{\beta}_2 + \bar{\beta}_1}{2} \quad (5.2.5)$$

$$b = \frac{\bar{\beta}_2 - \bar{\beta}_1}{h}$$

Jelikož základem metody je použití rovnice přímky lze napsat a upravit:

$$\frac{d\eta}{d\xi} = \frac{\sin \bar{\beta}}{\cos \bar{\beta}} = \operatorname{tg} \bar{\beta} \quad (5.2.6)$$

Proto lze vyjádřit diferenciál souřadnice η jako:

$$d\eta = \frac{\sin(a + b \cdot \xi)}{\cos(a + b \cdot \xi)} d\xi \quad (5.2.7)$$

Integrací této rovnice získáme:

$$\eta = -\frac{1}{b} \cdot \text{Ln}[\cos(a + b \cdot \xi)] + c \quad (5.2.8)$$

Integrační konstantu c získáme díky okrajové podmínce na vstupu ξ_1 ($\eta = 0$), kterou dosadíme do rovnice (5.2.8):

$$0 = -\frac{1}{b} \cdot \text{Ln} \left[\cos \left(a - b \cdot \frac{h}{2} \right) \right] + c \Rightarrow c = \frac{1}{b} \cdot \text{Ln} \left[\cos \left(a - b \cdot \frac{h}{2} \right) \right] \quad (5.2.9)$$

Pokud tuto konstantu c dosadíme do rovnice (5.2.7), získáme tak výsledný vztah pro souřadnici η .

$$\eta = \frac{1}{b} \cdot \text{Ln} \left[\frac{\cos \left(a - b \cdot \frac{h}{2} \right)}{\cos \left(a + b \cdot \frac{h}{2} \right)} \right] \quad (5.2.10)$$

5.3 Lineární změna $\overline{\text{tg}\beta}$ na souřadnici ξ

Pro kontrolu metody lineární změny úhlu $\overline{\beta}$ jsme zvolili metodu lineární změny $\overline{\text{tg}\beta}$. Tato metoda byla užita pouze jako ověření správnosti metody předešlé. Metoda nebyla klíčová ve výpočtu, a proto zde nebudeme uvádět celé odvození a omezíme se pouze na výsledný vztah pro souřadnici η a vztahy pro konstanty a a b .

$$\eta = a \cdot \frac{\xi^2}{2} + b \cdot \xi - a \cdot \frac{h^2}{8} + b \cdot \frac{h}{2} \quad (5.3.1)$$

Přičemž hodnota ξ bude ležet v intervalu:

$$\xi \in \left\langle -\frac{\sigma_2}{2} ; \frac{\sigma_2}{2} \right\rangle$$

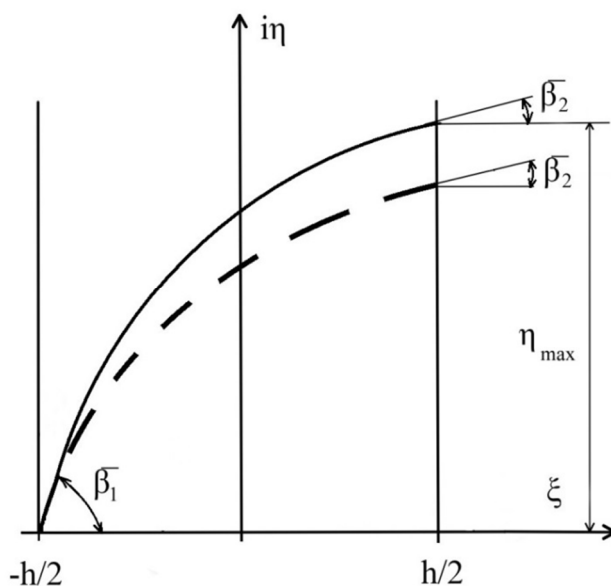
Konstanty a a b mají tvar:

$$a = \frac{\overline{\text{tg}\beta_2} - \overline{\text{tg}\beta_1}}{h} \quad (5.3.2)$$

$$b = \frac{\overline{\text{tg}\beta_2} + \overline{\text{tg}\beta_1}}{2}$$

5.4 Kvadratická změna úhlu $\bar{\beta}$ na souřadnici ξ s definicí φ_{\max}

Výše uvedené metody jsou vhodné pro základní návrh tvaru lopatky na střední čáře profilu v některých případech i krycím disku. Při výpočtu proudnice na nosném disku, případně krycím disku může docházet k problémům a to při užití malého úhlu opásání. Proto se používá metoda kvadratické změny úhlu $\tan \bar{\beta}$, která umožňuje tento úhel opásání měnit při zachování vstupního i výstupního úhlu lopatky β .



Obř. 5.6. Zobrazení lopatky konformním zobrazením. Čárkovaně jsou značeny metody, u kterých nelze volit velikost úhlu opásání. Plně pak kvadratická změna úhlu $\tan \bar{\beta}$, kde pomocí souřadnice η_{\max} můžeme měnit úhel opásání se zachováním úhlu na vstupu a výstupu.

Výchozí rovnicí této metody je:

$$\tan \bar{\beta} = \frac{d\eta}{d\xi} = a_1 \cdot \xi^2 + a_2 \cdot \xi + a_3 \quad (5.3.1)$$

Z obrázku jsou patrné okrajové podmínky:

$$\xi_1 = -\frac{h}{2} \cdot \bar{\beta} = \bar{\beta}_1$$

$$\xi_2 = \frac{h}{2} \cdot \bar{\beta} = \bar{\beta}_1$$

Pokud do rovnice (5.3.1) dosadíme výše uvedené okrajové podmínky, dostaneme soustavu rovnic:

$$\tan \bar{\beta}_1 = a_1 \cdot \xi \cdot \frac{h^2}{4} - a_2 \cdot \frac{h}{2} + a_3 \quad (5.3.2)$$

$$\tan \bar{\beta}_2 = a_1 \cdot \xi \cdot \frac{h^2}{4} + a_2 \cdot \frac{h}{2} + a_3$$

Získali jsme dvě rovnice o třech neznámých. Z této soustavy je možné vyjádřit konstantu a_2 a to odečtením jedné rovnice od druhé:

$$tg\bar{\beta}_1 - tg\bar{\beta}_2 = -2 \cdot a_2 \cdot \frac{h}{2} \quad \Rightarrow a_2 = \frac{1}{h} \cdot (tg\bar{\beta}_2 - tg\bar{\beta}_1) \quad (5.3.3)$$

Pro řešení dalších konstant je třeba rovnice (5.3.2) sečíst. Dostaneme tak vztah:

$$tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2 = a_1 \cdot \frac{h^2}{2} + 2 \cdot a_3 \quad (5.3.4)$$

Jelikož máme dvě neznámé a pouze jednu rovnici, ze vztahu (5.3.1) lze vyjádřit:

$$d\eta = (a_1 \cdot \xi^2 + a_2 \cdot \xi + a_3)d\xi \quad (5.3.5)$$

Rovnici lze přepsat do integrálního tvaru s mezemi:

$$\int_0^\eta d\eta = \int_{\frac{h}{2}}^\xi (a_1 \cdot \xi^2 + a_2 \cdot \xi + a_3)d\xi \quad (5.3.5)$$

Integrací této rovnice získáme finální tvar rovnice pro výpočet souřadnice η :

$$\eta = a_1 \cdot \left(\frac{\xi^3}{3} + \frac{h^3}{24} \right) + a_2 \cdot \left(\frac{\xi^2}{2} - \frac{h^2}{8} \right) + a_3 \cdot \left(\xi + \frac{h}{2} \right) \quad (5.3.7)$$

Ještě zbývá najít druhou rovnici pro výpočet zbylých konstant a_1 a a_2 . Další rovnici získáme dosazením druhé okrajové podmínky ξ_2 do rovnice (5.3.7)

$$\eta_{max} = a_1 \cdot \left(\frac{h^3}{12} \right) + a_3 \cdot h \quad (5.3.8)$$

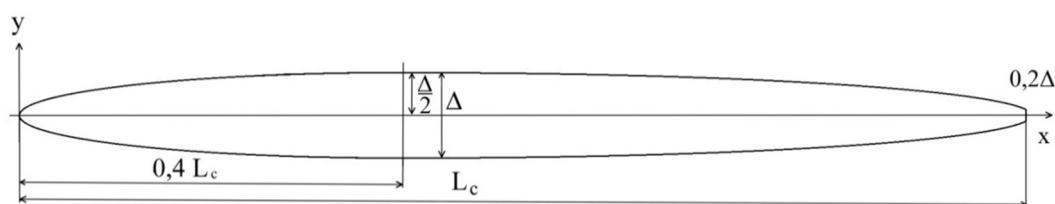
Pro změnu úhlu opásání je možné měnit hodnotu souřadnice η_{max} . Výsledná soustava rovnic má tvar:

$$tg\bar{\beta}_1 + tg\bar{\beta}_2 = a_1 \cdot \frac{h^2}{2} + 2 \cdot a_3 \quad (5.3.9)$$

$$\eta_{max} = a_1 \cdot \left(\frac{h^3}{12} \right) + a_3 \cdot h$$

6. Návrh tloušťky lopatky čerpadla

Hydraulický výpočet lopatek oběžného kola axiálních čerpadel je někdy realizován pomocí teorie nosných křídel. Výchozími tvary lopatek mohou být americké profily NACA, nebo moskevské profily VIGM a VIGM_k. Tvary těchto profilů lopatek jsou volně přístupné v literatuře a na internetu. Systém Blade Gen, ve kterém byl modelovaný rotor i stator oběžného kola čerpadla, nabízí i ve svých funkcích kompletní databázi těchto NACA profilů. Vlastní návrh tloušťky se částečně opírá o tato data. Základní tvar byl odvozen právě z profilů NACA. Tloušťka lopatky Δ se nanáší po délce lopatky L_c , která je rozvinutá tak, že její střednice je osou x a odpovídá délkám přímkám meridiánu na jednotlivých poloměrech.



Obr. 6.1. Zobrazení lopatky v rozvinutém tvaru.

Náběžná hrana lopatky je tvořena elipsou, která tečně navazuje na křivku ve 40 % délky lopatky. U všech lopatek umístěných v čerpadlech a turbínách musí být výstupní hrana zkosená, a to z důvodu eliminace Kármánových vírů. V případě vzniku Kármánovy vírové stezky za lopatkou oběžného kola nebo statorovou lopatkou může docházet k přenosu vysokofrekvenčních pulzací způsobených právě rozpadem těchto vírových struktur. Tyto pulzace mohou mít za následek rezonanční kmitání systému, mohou snižovat účinnost čerpadla a výrazně snižují životnost ložisek a celého čerpadlového systému. Dalším vlivem těchto vírů jsou s rezonancí spojené vibrace a hluchost.[4]

Cílem optimalizace tvaru lopatky bylo určit ideální hodnotu tloušťky lopatky Δ , tak aby vznikl dostatečně štíhlý a zároveň pevnostně přijatelný profil.

Výsledný tvar lopatky:

Tloušťka lopatky:	$\Delta = 6 \text{ mm} \Rightarrow$	$\Delta/2 = 3 \text{ mm}$
		$0,2 \cdot \Delta = 1,2 \text{ mm}$
Délka lopatky:	Krycí disk: $L_c = 101,6 \text{ mm}$	
	Střední čára: $L_c = 123,8 \text{ mm}$	
	Nosný disk: $L_c = 144 \text{ mm}$	

Při použití jiných lopatkových profilů docházelo pouze k zanedbatelným změnám sledovaných parametrů (H , η , P_{out} , M_k), které v počáteční fázi výpočtu neměly vliv na výsledné řešení, a tak byl použit tento zjednodušený tvar lopatky.

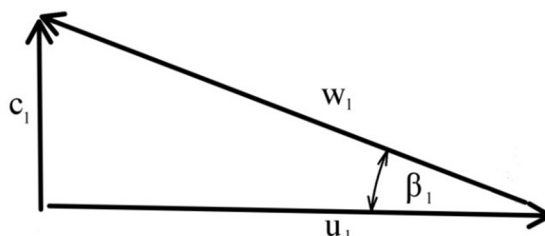
7. Návrh vstupní části oběžného kola čerpadla

7.1 Bezrázový vstup

Vstupní část oběžného kola čerpadla musí vytvářet co nejmenší odpor kapaliny na vstupu a rozdělit proud kapaliny bez vstupních rázů a zavíření. V případě velkého úhlu natočení dochází k odtrhávání vírů na podtlakové straně lopatky, a tak celkově ke snížení účinnosti. Nebezpečným se stává i lokální pokles tlaku na podtlakové straně a hrozí zde vznik kavitace, která vede rovněž ke snižování účinnosti a mechanickému opotřebení vstupní části lopatek. V případě malého úhlu natočení lopatky na vstupu dochází k zavíření na přetlakové straně lopatky a rovněž ke snížení účinnosti. V krajních případech může dojít k zavíření v celém průřezu lopatkového kanálu, které vede k jeho ucpání a velkému poklesu účinnosti a dopravní výšky. Obecně lze říci, že odtrhávání vírů na podtlakové straně lopatky je méně nebezpečné pro chod čerpadla než při odtrhávání vírů na straně přetlakové. Toto odtrhávání méně ovlivní tok kapaliny v samotném lopatkovém kanále.

Pro základní výpočet vstupního úhlu lopatky, neboli tzv. bezrázového vstupu, se využívá rychlosti ze vstupního rychlostního trojúhelníku. Pro přesnější návrh a úhlu natočení lze využít i metody singularit.

Předpokladem bezrázového vstupu do čerpadla je uvažování pravoúhlého rychlostního trojúhelníku na vstupu.



Obr. 7.1. Zobrazení rychlostního trojúhelníku na vstupu.

Z čehož plyne, že vztah pro výpočet vstupního úhlu β_1 musí být ve tvaru:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (7.1.1)$$

Z kapitoly 3.1 vyplývá, že při zavedení předpokladu pravoúhlého rychlostního trojúhelníku je hodnota rychlosti c_1 shodná s meridiální rychlostí c_{1m} . Pro rychlost u_1 lze také psát:

$$u_1 = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \quad (7.1.2)$$

Takže vztah pro výpočet bezrázového vstupu lze přepsat ve tvaru:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r} \quad (7.1.3)$$

7.2 Optimalizace tvaru vstupní části náboje a jeho velikost

Během návrhu vstupní části čerpadla a výpočtu bezrázového vstupu musíme znát hodnotu rychlosti c_1 , a tedy c_{1m} . Hodnotu rychlosti lze spočítat ze vztahu (3.1.1) zmíněném ve třetí kapitole. Tento vztah ale uvažuje rovnoměrné rozložení rychlosti s konstantní velikostí vektorů rychlosti c_1 . Pro přesný výpočet je třeba rychlost c_1 určit experimentálně, nebo výpočtem z Fluentu a CFX.

Ze zadání plyne, že požadavek na průtok čerpadlem v návrhovém bodě je $Q=451,5$ l/s. Z této hodnoty a pomocí vztahů uvedených v kapitole 3.1, můžeme vycházet a určit tak přibližnou velikost rychlosti v kanále mezi nábojem a krycím diskem.

Pomocí přístupu zmíněného v kapitole 4. bylo navrženo několik variant s různou velikostí náboje a krycího disku. Jelikož kapitola 4. popisuje návrh základních rozměrů z grafů a nomogramů získaných ze statistických dat, není možné se řídit pouze jedním návrhem a je třeba propočítat i návrhy v blízkém okolí.

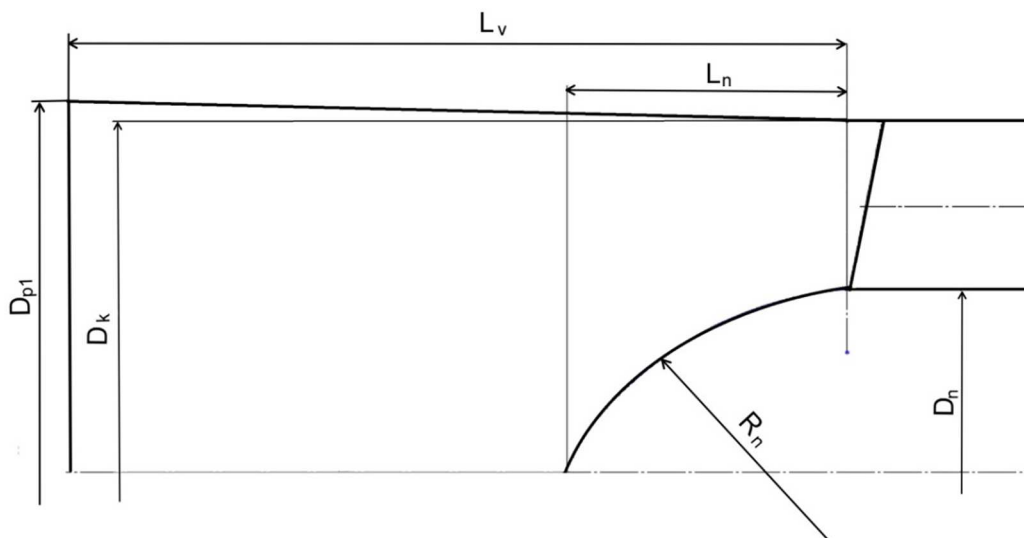
Cílem návrhu bylo získání optimálního tvaru náboje. Důležitou roli hrála jeho velikost. V případě velkého náboje docházelo k velkým třecím ztrátám po délce náboje L_n . Naopak příliš krátký náboj způsoboval zastavení proudu na špičce náboje a zavření na vstupu do oběžného kola. Dalším důležitým faktorem byla výsledná složka meridiální rychlosti v kanále mezi nábojem a krycím diskem. V případě velkého poměru D_k / D_n byly rychlosti velmi malé, v opačném případě docházelo k velkým třecím ztrátám po délce náboje vlivem vysokých rychlostí. V kapitole 4. je také zmíněn vliv velikosti unášivé složky rychlosti u na výstupní úhel lopatek rotoru. Toto byl jeden z dalších parametrů, který rozhodoval o základním návrhu čerpadla. Během základního návrhu byly vyšetřeny tyto varianty:

Velikost náboje [%]	Průměr kola D_k [mm]	Průměr náboje D_n [mm]
40%	300	120
42,50%	320	135
47%	320	150
52%	320	166,4
56%	320	179,2

Tab. 7.1. Tabulka vyšetřovaných rozměrů oběžného kola a nábojů.

Výstupní úhel β_2 je závislý na unášivé složce rychlosti u , a tak při volbě menšího náboje, než je uvedeno v grafu 4.3 v kapitole 4. a ve výpočtu β_2 z rychlostního trojúhelníku, dochází k přetočení lopatek na výstupu, a tedy $\beta_2 > 90^\circ$. Toto přetočení se projevuje u náboje, kde jsou unášivé složky rychlosti u nejmenší. V opačném případě, kdy budeme uvažovat příliš velký náboj, a s ním i krycí disk čerpadla, budou rychlosti u větší a hodnoty úhlu β_2 menší. Malé výstupní úhly mají za následek menší dopravní výšku čerpadla.

Nejvýhodnější tvar vstupu odpovídá průměru kola $D_k=320$ mm s 52 % velikostí náboje. Rychlostní profil je zobrazen v grafu 7.1. Vypočítaná velikost náboje oproti návrhovému grafu 4.3. v kapitole 4. se liší přibližně o 4,5 %.



Obr. 7.2. Hlavní rozměry vstupní části čerpadla.

Výsledné rozměry vstupní části:

Průměr oběžného kola: $D_k = 320$ mm

Průměr náboje: $D_n = 166,4$ mm

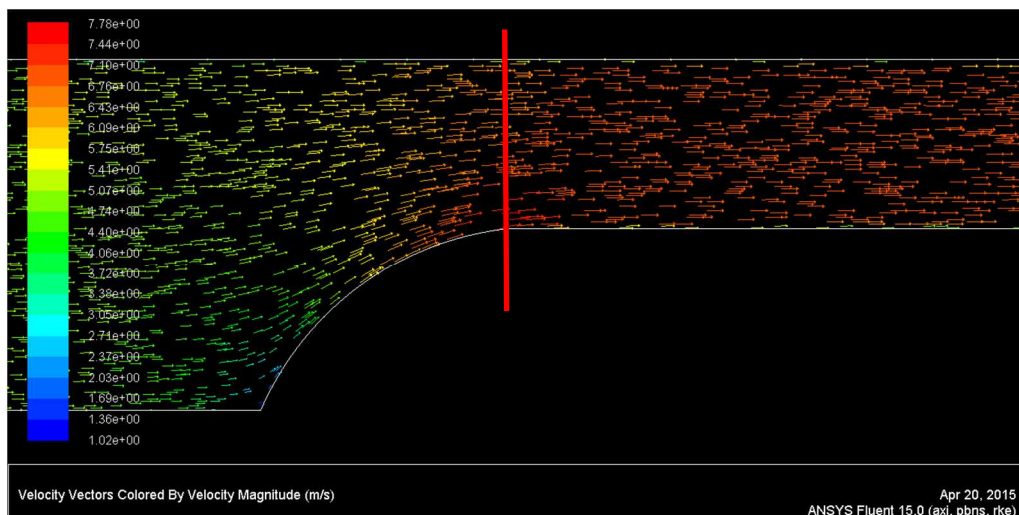
Délka vstupu náboje: $L_n = 115$ mm

Poloměr vstupu náboje: $R_n = 140$ mm

Délka vstupního potrubí: $L_v = 320$ mm

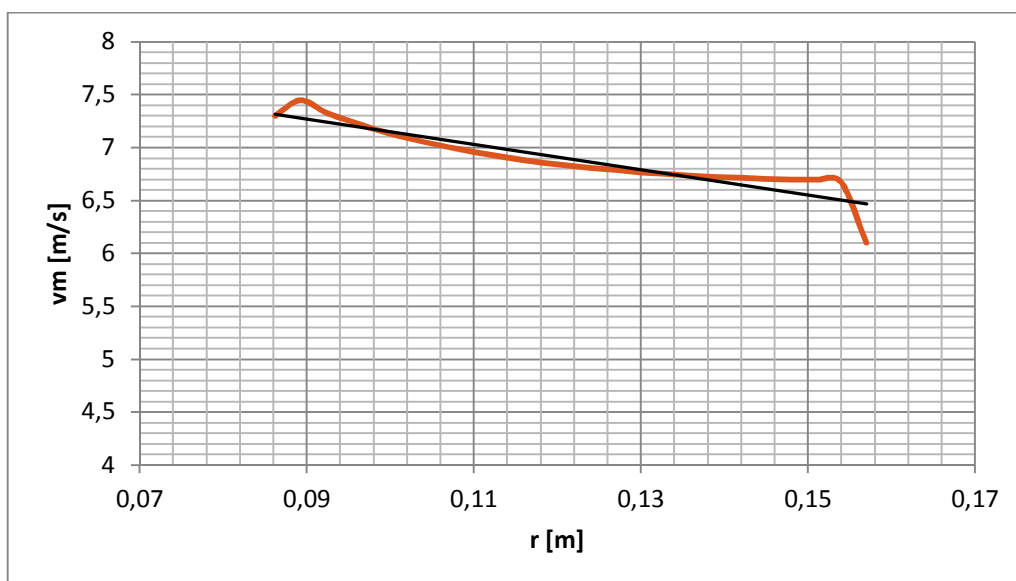
Průměr vstupu: $D_{p1} = 340$ mm

Rychlostní profil na vstupu do lopatkového kanálu by měl mít v ideálním případě pístový profil. V reálném případě se za dobrý návrh považuje alespoň částečné přiblížení a co nejrovnoměrnější rozložení rychlosti. Obr. 7.3. popisuje rozložení rychlosti na vstupu a po délce náboje. Červená čára značí oblast snímání rychlosti, ze kterého byl vytvořen graf 7.1. Graf popisuje rozložení rychlosti před vstupem do oběžného kola.



Obr. 7.3. Zobrazení rozložení rychlosti na vstupu a po délce náboje s označením místa snímání rychlosti na vstupu do oběžného kola.

Rychlosti v axiálním směru



Graf 7.1. Rozložení rychlosti na vstupu do oběžného kola.

8. Optimalizace vlastního tvaru lopatky a oběžného kola

Pomocí konformních transformací, uvedených v kapitole 5. a programu MS Excel, byl vytvořen sešit pro vypočítávání tvaru lopatky.

Vstupními proměnnými parametry byly:

- β_1 ... vstupní úhel;
- β_2 ... výstupní úhel;
- tvar meridiánu;
- změna úhlů opásání na krycím a nosném disku.

Všechny tyto proměnné parametry jsou spolu přímo svázané. Pokud během návrhu změním jakýkoliv parametr, ovlivním tak výsledné hodnoty čerpadla, jako jsou dopravní výšky, účinnost, vedení proudu a podobně. Cílem hydraulického návrhu je nalezení optimálního řešení a vyváženosti mezi těmito veličinami. Nelze říci a přesně určit, který návrh je ten správný, protože kombinací těchto vstupních parametrů může vzniknout řada variant, které mohou mít velmi dobré výsledky.

Základním požadavkem pro návrh čerpadla bylo dodržení těchto parametrů: dopravní výška stroje, průtok a otáčky oběžného kola a specifické otáčky čerpadla:

$$H = 10,55 \text{ m}$$

$$Q = 451,5 \text{ l/s}$$

$$n = 1620 \text{ l/min}$$

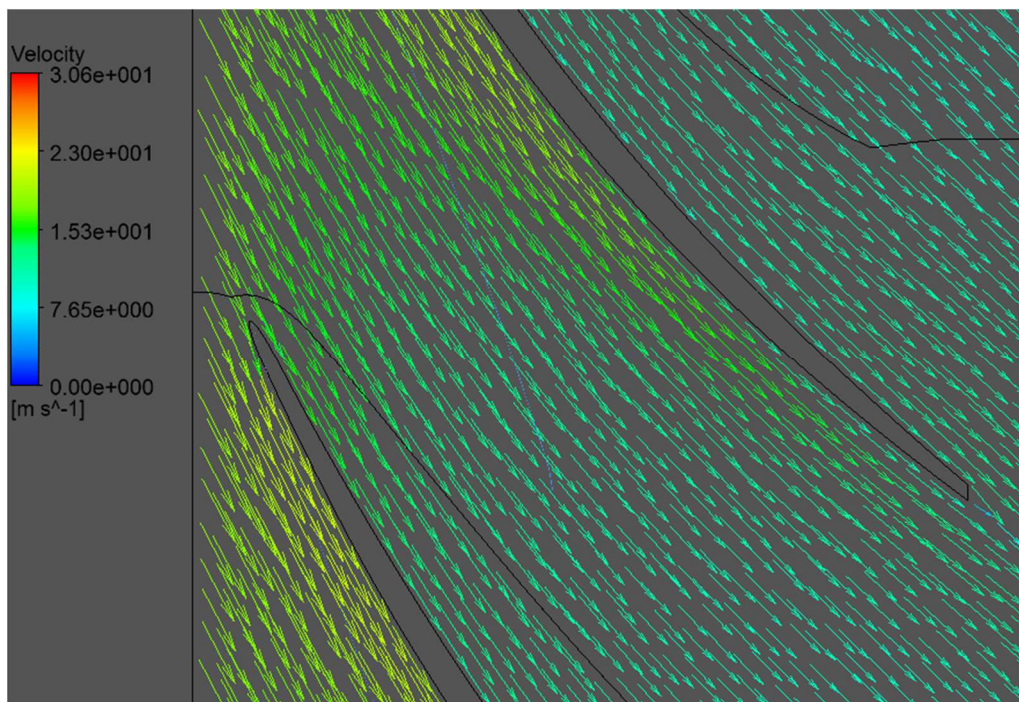
$$n_s = 680 \text{ l/min}$$

8.1 Optimalizace vstupního úhlu β_1

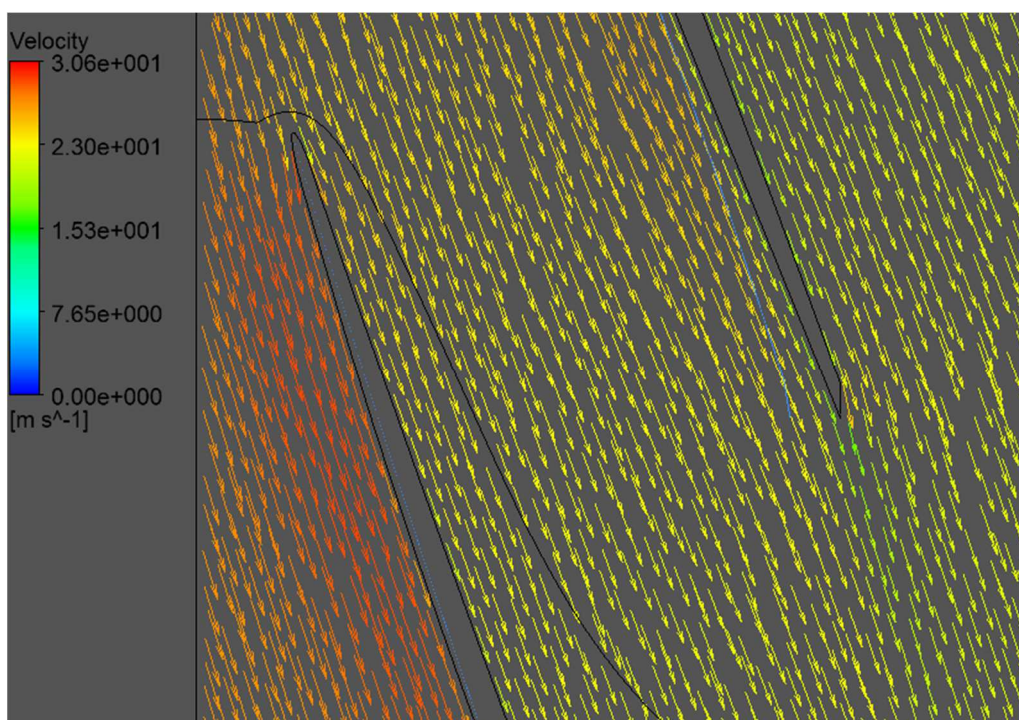
Základní návrh velikosti vstupního úhlu vycházel z bezrázového vstupu popsaného v kapitole 7.1. Hodnoty úhlů vypočítané z rychlostního trojúhelníku byly namodelovány na lopatce. Výsledné hodnoty úhlů odpovídaly nátokovému úhlu vody na lopatku, nedocházelo k zavírání, ani odtrhávání proudu, takže vypočtené hodnoty nebylo třeba upravovat.

	Vstupní úhel β_1 [°]
Krycí disk	15,92
Střední proudnice	20,66
Nosný disk	28,74

Tab.8.1. Výsledné hodnoty vstupního úhlu na jednotlivých proudnicích.



Obr. 8.1. Vektory relativních rychlostí na vstupu do oběžného kola a v lopatkovém kanále. $Q=451,5$ l/s, oblast nosného disku.



Obr. 8.2. Vektory relativních rychlostí na vstupu do oběžného kola a v lopatkovém kanále. $Q=451,5$ l/s, oblast krycího disku.

8.2 Optimalizace výstupního úhlu β_2

Z rychlostních trojúhelníků byly vypočteny výstupní úhly na jednotlivých proudnicích. Základní návrh však vycházel z teorie lopatkové mříže, která obsahuje nekonečné množství lopatek, tedy $\kappa=1$. Pro oběžné kolo se čtyřmi lopatkami bylo třeba výstupní úhly upravit, a to především jejich zvýšením. Optimalizace úhlů byla realizována v programu CFX, kde byly postupně analyzovány různé varianty výstupního úhlu a bylo sledováno, jakým způsobem ovlivní parametry čerpadla, jako jsou dopravní výška, účinnost a krouticí moment na hřídeli.

	Vypočtená β_2 [°]	Optimalizovaná β_2 [°]
Krycí disk	10,24	17,5
Střední čára	19,82	36
Nosný disk	52,5	55

Tab. 8.2. Výsledné hodnoty výstupního úhlu na jednotlivých proudnicích.

Při postupném zvětšování výstupního úhlu docházelo k zvyšování účinnosti a dopravní výšky čerpadla. Toto postupné zvyšování se zastavilo v okamžiku bodu maximální účinnosti. Od tohoto bodu se dopravní výška sice nadále zvyšovala, ale účinnost začala postupně klesat. Výstupní úhel bylo třeba navrhnout tak, aby dopravní výška byla na požadované hodnotě i za cenu menší účinnosti. V případě vysoké dopravní výšky by nebylo splněno zadání, protože specifické otáčky jsou závislé právě na dopravní výšce.

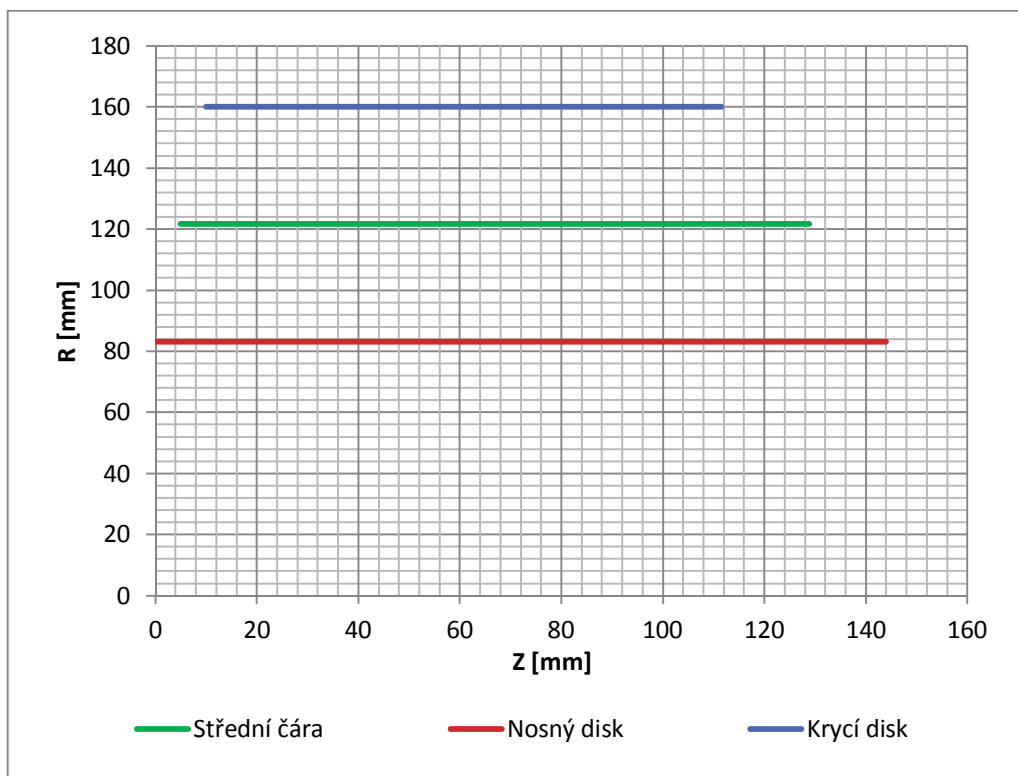
8.3 Optimalizace tvaru meridiánu

Jako počáteční tvar meridiánu byly proudnice o stejných délkách, které začínaly v počátku souřadnicového systému ($z=0$). Jednotlivé tvary meridiánu byly propočteny stejně jako v případě optimalizace výstupního úhlu. Analýzou výsledků a postupnou úpravou bylo dosaženo výsledného tvaru, jenž je vykreslen na grafu 8.1. Po zohlednění podmínky konstantní měrné energie zmíněné v kapitole 10. vyplývá, že je třeba uvažovat kratší meridián s narůstajícím poloměrem oběžného kola.

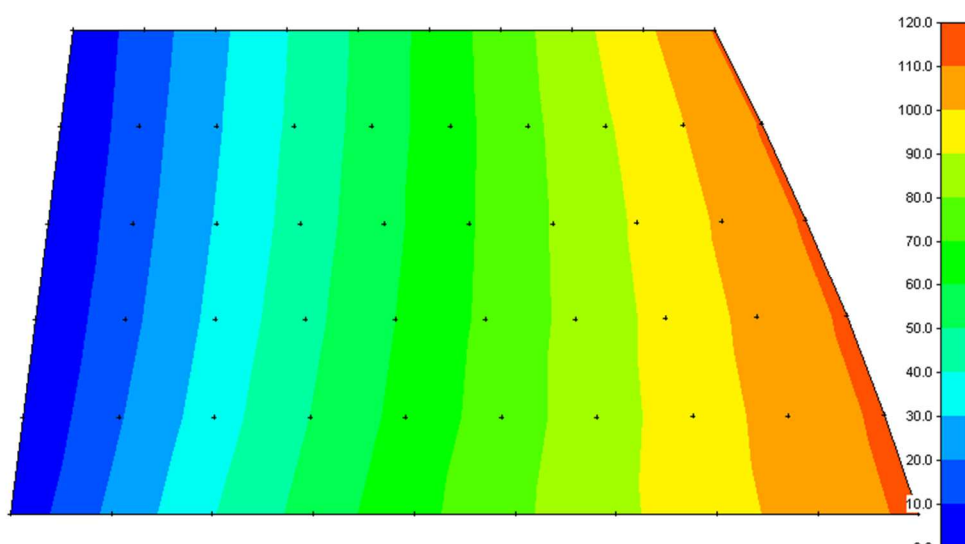
	R [m]	Z_1 [m]	Z_2 [m]
Krycí disk	0,16	0,01	0,1116
Střední čára	0,1216	0,005	0,1288
Nosný disk	0,0832	0	0,144

Tab. 8.3. Výsledné souřadnice tvaru meridiánu rotoru.

Meridián oběžného kola



Graf 8.1. Výsledný tvar meridiánu po optimalizaci oběžného kola.

Obr 8.3. Výsledný tvar meridiánu s grafickým znázorněním průběhu změny úhlu β .

8.4 Optimalizace úhlu opásání

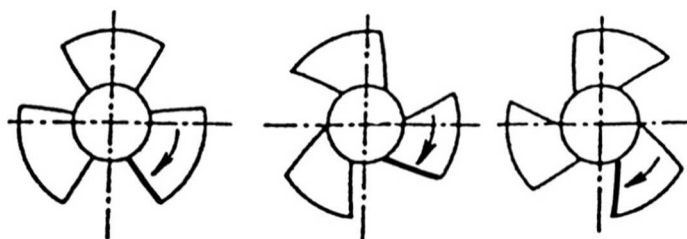
U nosného a krycího disku byla použita metoda kvadratické změny úhlu β na souřadnici ξ s definicí φ_{\max} . Tato metoda dovoluje libovolně měnit úhel opásání. Střední čára byla modelována pomocí metody lineární změny úhlu β na souřadnici ξ . Tato metoda však volbu úhlu opásání neumožňuje. Návrh byl tedy řízen pomocí střední čáry a křivky charakterizující krycí a nosný disk a úhly opásání byly vždy následně upraveny do potřebného tvaru.

Volbou úhlu opásání je možné regulovat délku lopatky. Délka lopatky je zodpovědná za vedení kapaliny v lopatkové mříži. Delší lopatky se vyznačovaly velice dobrým vedením kapaliny, což má za následek větší dopravní výšky a účinnost čerpadla. Toto zvyšování končí v okamžiku, kdy třecí ztráty po délce lopatky budou stejné nebo větší než je energie, kterou prodloužená lopatka přenáší na kapalinu. V případě krátkých lopatek dopravní výška a účinnost klesala. Tento nepříznivý jev však lze poupravit zvětšením výstupního úhlu β_2 .

Nosný disk [°]	Krycí disk [°]	Střední čára [°]
2,01	1,15	0
112,19	110,37	111,2

Tab. 8.4. Výsledné hodnoty počátečních a koncových úhlu opásání na jednotlivých proudnicích.

Tab. 8.4 popisuje úhly opásání na jednotlivých proudnicích čerpadla. V případě krycího a nosného disku bylo vytvořeno malé odsazení. Druh příměsí v čerpané kapalině ovlivňuje tvar vstupu a průběh vstupních a výstupních hran oběžného kola. Úhly opásání leží v rozmezí od 109° do 112° . U většiny axiálních čerpadel se úhly opásání navrhnou menší, převážně kolem 90° . [7]

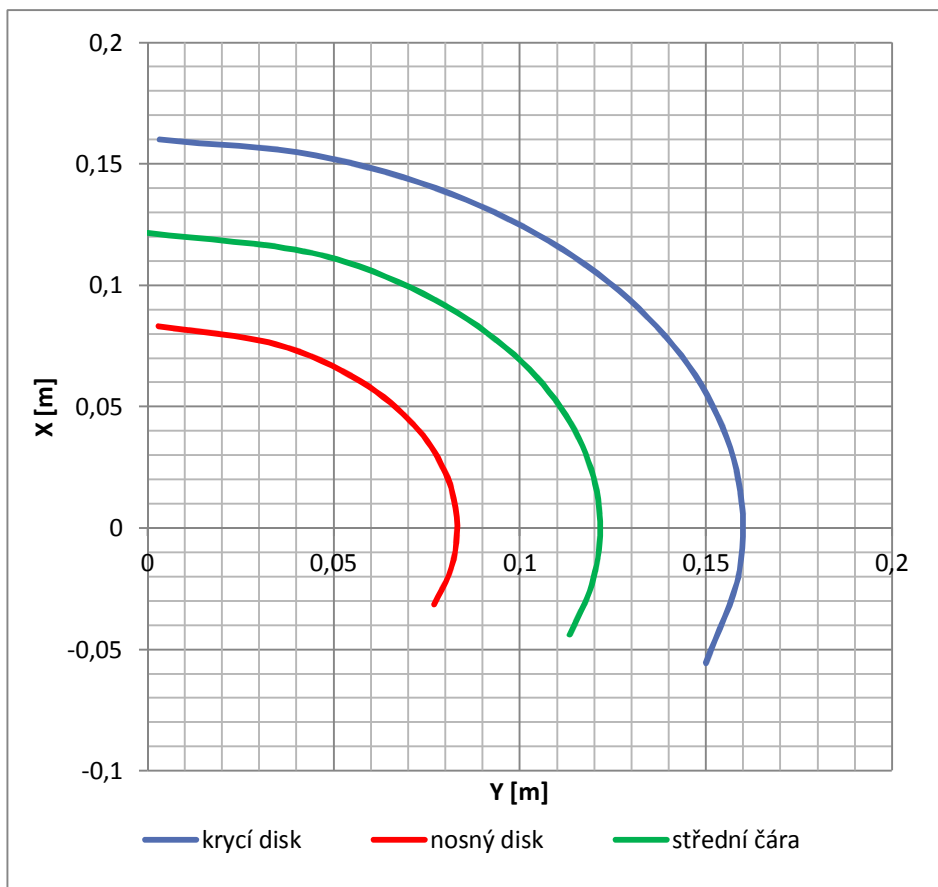


Obr. 8.4. Tvary vstupních a výstupních hran lopatek pro kapaliny: vlevo-čisté; uprostřed-s vláknitými příměsemi; vpravo-s abrazivními částicemi.[7]

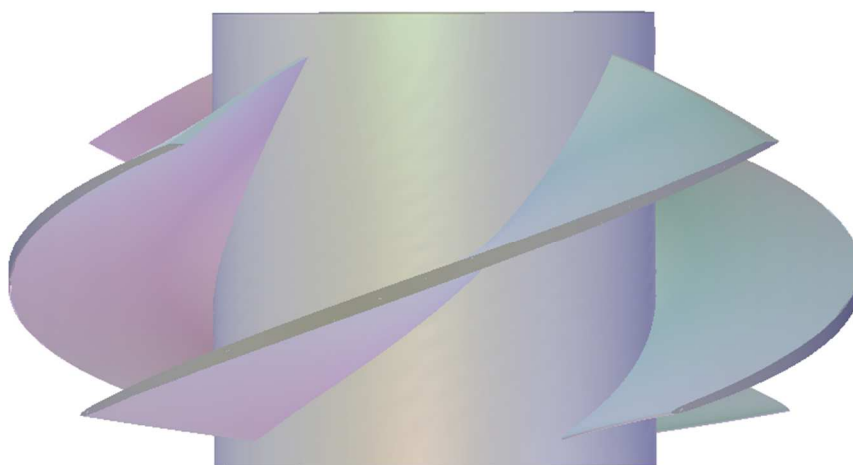
Větší úhly opásání u tohoto hydraulického návrhu pravděpodobně způsobil užší kanál mezi nosným a krycím diskem. V případě volby menšího úhlu opásání, by bylo třeba zasáhnout do velikosti výstupního úhlu β_2 , neboť by se zásadně snížila schopnost vedení kapaliny v lopatkové mříži. Kapalina by tak nedostala dostatečnou energii od lopatky a klesla

by i dopravní výška. Postupným zvyšováním výstupního úhlu a snižováním úhlu opásání však může dojít k zavíření na podtlakové straně lopatky, neboť dochází k velké změně úhlu na kratším listu, to znamená větší prohnutí a utržení proudu.

Zobrazení úhlů opásání na oběžném kole



Graf 8.2. Výsledný tvar lopatky v pohledu osy z.

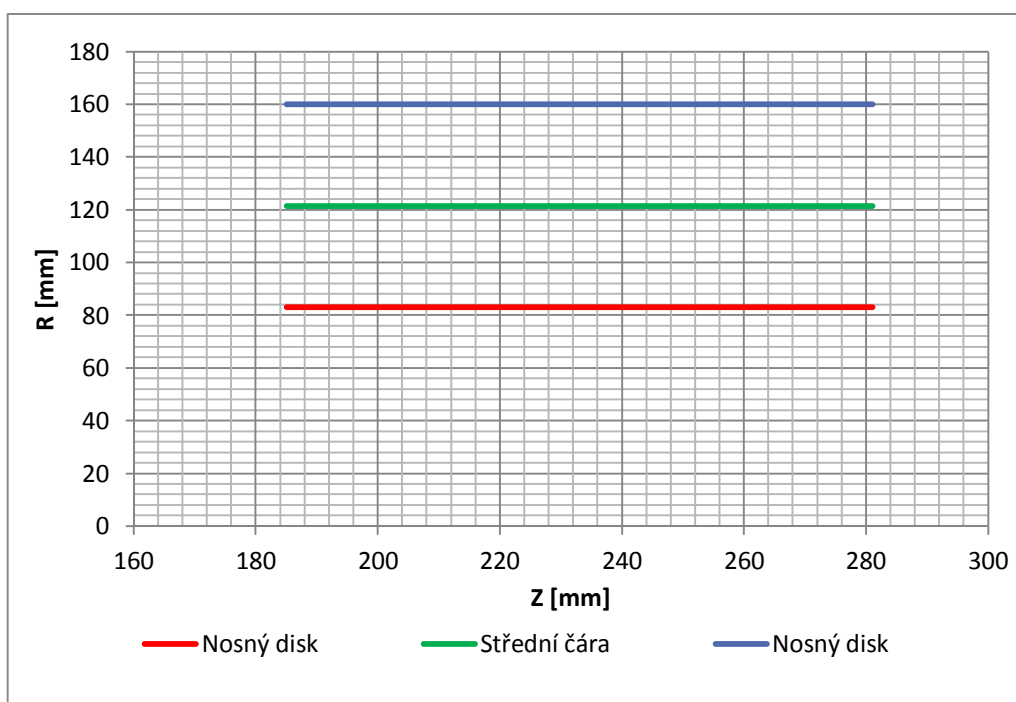


Obr. 8.5. Model rotoru axiálního čerpadla.

9. Optimalizace tvaru statoru

Po optimalizaci tvaru oběžného kola na požadovanou účinnost a dopravní výšku bylo třeba navrhnout stator, který vyrovnává rotující kapalinu za oběžným kolem zpět do axiálního směru (viz rychlostní trojúhelníky kap. 3.1.). Návrh statoru byl stejně jako v případě rotoru čerpadla navržen pomocí konformních transformací. Základním parametrem pro návrh statorové mříže byl úhel, pod kterým bude kapalina vstupovat do statoru. Základní odhad byl proveden v CFX-post, kde bylo třeba namodelovat tři mezikruží na výstupu z oběžného kola čerpadla. Na těchto mezikružích se pomocí funkce *AreaAve* a proměnných *Axial Velocity* (rychlost v axiálním směru) a *Circumferential Velocity* (rychlost v obvodovém směru) vypočítal úhel rotující kapaliny na výstupu z oběžného kola. Po namodelování statoru na vypočítaný úhel bylo třeba model propočítat a znovu stator upravit. Stator svou geometrií ovlivnil rotující kapalinu na výstupu a nešlo tedy přesně určit úhel, kterým bude vstupovat kapalina do statorové části.

Meridián statoru



Graf 9.1. Výsledný tvar meridiánu po optimalizaci statoru

	R [m]	Z1 [m]	Z2 [m]
Krycí disk	0,16	0,185	0,281
Střední čára	0,1216	0,185	0,281
Nosný disk	0,0832	0,185	0,281

Tab 9.1. Výsledné souřadnice tvaru meridiánu statoru.

Kapalina ze statoru by měla v ideálním případě vystupovat v axiálním směru. V reálném případě však kapalina ze statoru vystupuje pod malým úhlem (do 5°). Tento problém lze částečně vyřešit přetočením výstupního úhlu ze statoru o 2° až 6° . Přetočení může mít za následek pokles účinnosti, případně může docházet k odtrhávání proudu. U řidších statorových mříží ani toto přetočení nemusí odklon kapaliny na výstupu vyrovnat.

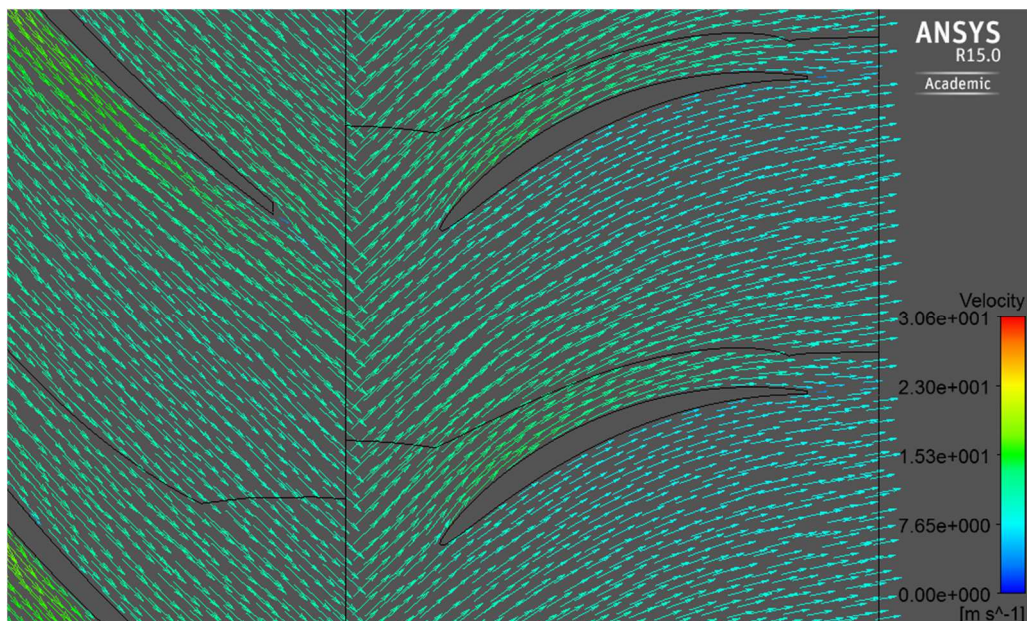
	Vstupní úhel β_1 [$^\circ$]	Výstupní úhel β_2 [$^\circ$]
Krycí disk	45	-4
Střední čára	50	-4
Nosný disk	55	-3

Tab. 9.2. Výsledné hodnoty vstupních a výstupních úhlů statoru.

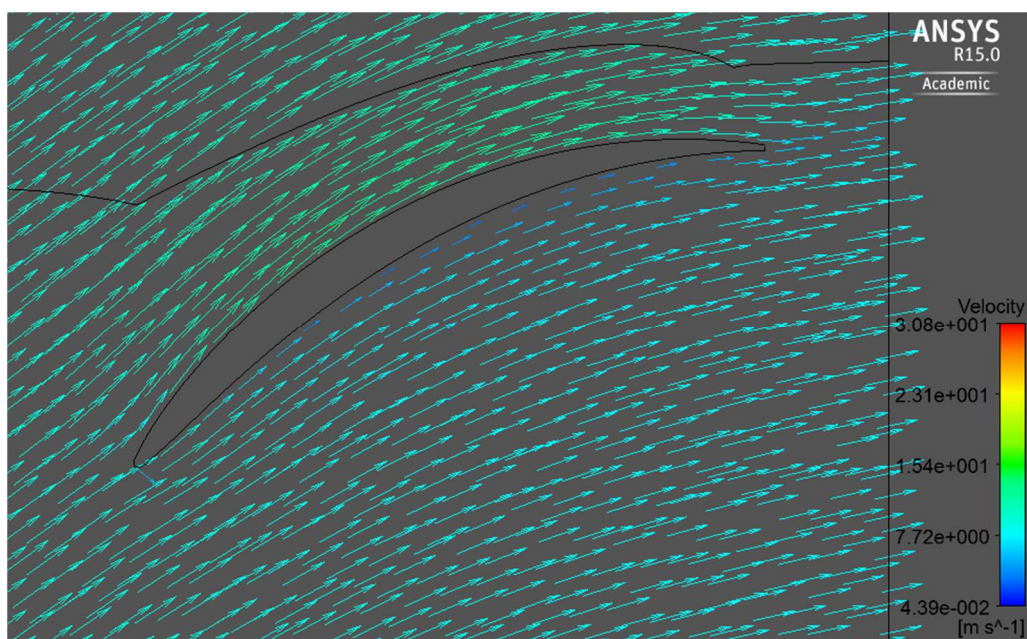
Počet lopatek u statoru byl stanoven na sedm. Větší počet lopatek (devět) může způsobit příliš velké třecí ztráty a omezila by se tak průchodnost lopatkové mříže. V případě menšího počtu lopatek (pět) dochází ke špatnému vedení kapaliny, viz. kapitola 10.1.



Obr. 9.1. Model statoru axiálního čerpadla.



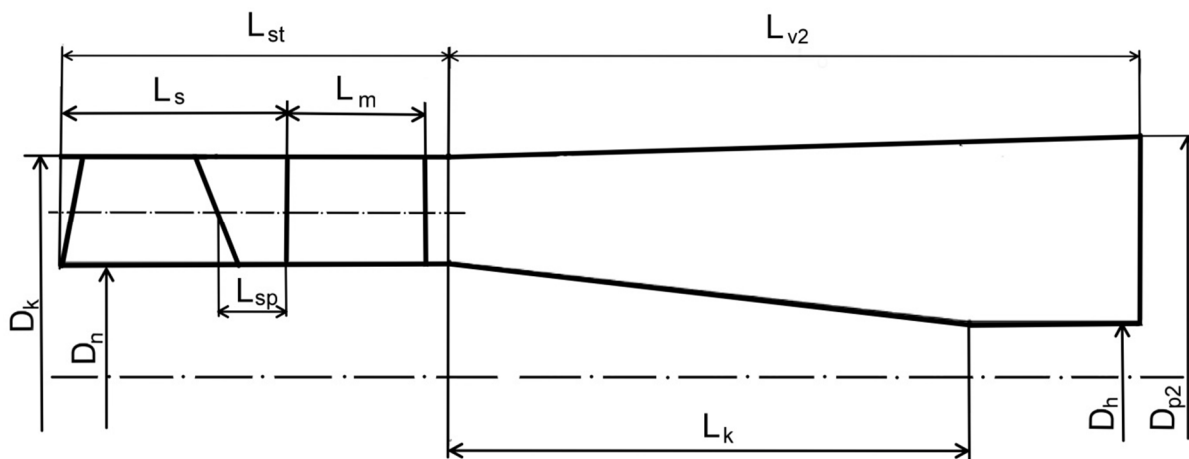
Obr. 9.2. Vektory relativní rychlostí kapaliny mezi rotorem a statorem. Zobrazení v rozvinutém řezu $Q=451,51/s$; oblast u nosného disku.



Obr. 9.3. Detail vektorů rychlosti kapaliny ve statoru. Zobrazení v rozvinutém řezu. $Q=451,51/s$; oblast u krycího disku.

9.1 Výstupní část

Kapalina, vystupující ze statoru v axiálním směru, dále odchází do rozšiřujícího se kanálu. Na náboj navazuje výstupní kužel, který navazuje na kryt hřídele. Po optimalizaci statorové části a na ní navazující výstupní části byly získány tyto rozměry:



Obr. 9.4. Hlavní rozměry výstupní částí čerpadla.

Výsledné rozměry statorové a výstupní části:

Průměr oběžného kola:	$D_k = 320 \text{ mm}$
Průměr náboje:	$D_n = 166,4 \text{ mm}$
Průměr krytu hřídele:	$D_h = 80 \text{ mm}$
Průměr výstupu:	$D_{p2} = 350 \text{ mm}$
Délka stupně čerpadla:	$L_{st} = 300 \text{ mm}$
Vzdálenost mezi vstupy statoru a rotoru:	$L_s = 185 \text{ mm}$
Délka statoru:	$L_m = 96 \text{ mm}$
Délka spáry mezi rotorem a statorem:	$L_{sp} = 56,2 \text{ mm}$
Délka výstupního potrubí:	$L_{v2} = 500 \text{ mm}$
Délka kužele:	$L_k = 377 \text{ mm}$

10. Podmínka konstantní měrné energie na výstupu ze statoru a oběžného kola

V kapitole 3.2. byla zmíněna podmínka konstantní měrné energie. Pokud chceme zajistit rovnoměrnost průtoku na výstupu a co nejmenší ztráty způsobené přetékáním kapaliny po průřezu oběžného kola a na výstupu z něj, je třeba rotor čerpadla navrhnout tak, aby na jednotlivých proudnicích byly vždy stejné hodnoty měrných energií. V ideálním případě lze předpokládat pístový profil měrné energie.[2][1]

Pro výpočet měrné energie lze psát rovnici 10.1, kde index 1 značí vstup a index 2 výstup z oběžného kola čerpadla, případně statoru:

$$\frac{P_{s2} - P_{s1}}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = Y \quad (10.1)$$

Rovnice obsahuje rozdíly statických tlaků a rychlostí na vstupu a výstupu, pokud rovnici upravíme, lze ji přepsat do tvaru:

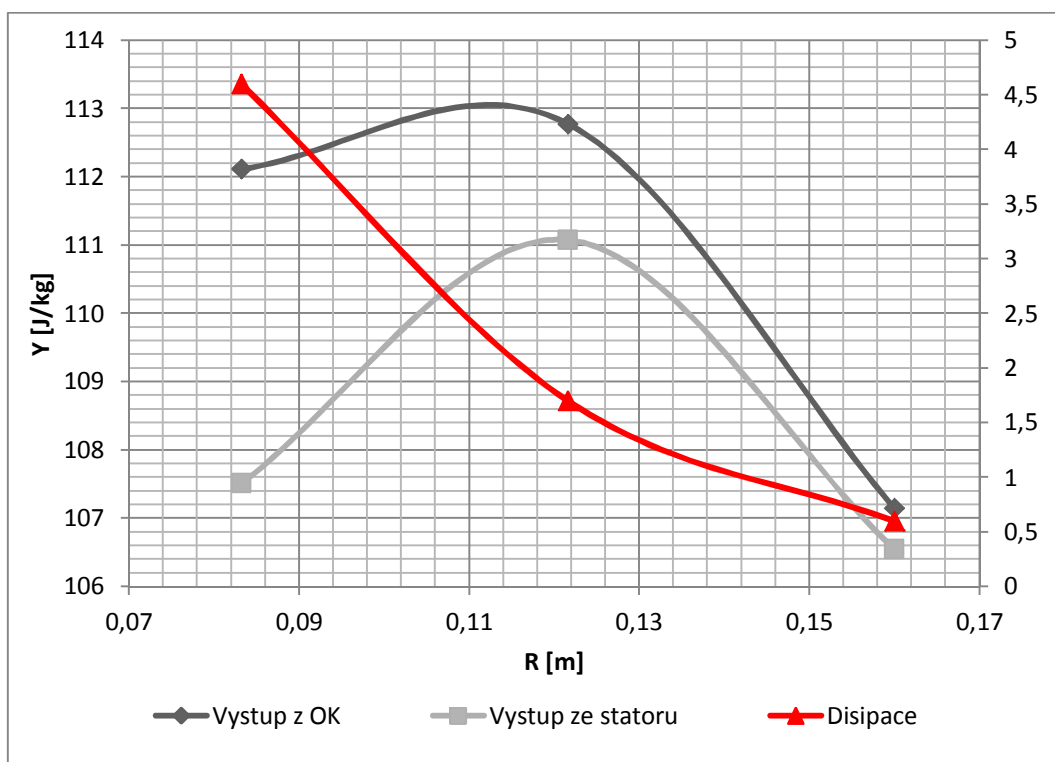
$$\frac{P_{s2}}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} - \frac{P_{s1}}{\rho} - \frac{c_1^2}{2} = Y \quad (10.2)$$

Pokud sečteme členy statického tlaku a dynamického tlaku, získáme tlak celkový. Rovnici lze dále přepsat do tvaru:

$$P_{2celk} - P_{1celk} = Y \quad (10.3)$$

Geometrie rotoru čerpadla byla tvořena za pomoci tří proudnic. Jedním ze sledovaných parametrů během návrhu byl celkový tlak na vstupu a výstupu z oběžného kola. Průřez potrubím před a za rotorem oběžného kola byl rozdělen na tři mezikruží, které charakterizovaly vstupní a výstupní oblasti proudnic. Za pomoci funkce *AreaAve* a *Total Pressure* byly snímány hodnoty celkových tlaků a rozdílem z nich, byla získána celková hodnota měrné energie oběžného kola čerpadla. Analogicky byla řešena hodnota měrné energie mezi vstupem do oběžného kola a výstupem ze statoru. Měrné energie za státorem by měly mít taktéž tvar pístového profilu, aby nedocházelo k zpětnému proudění a zavříení na výstupu.

Měrné energie a disipace čerpadla



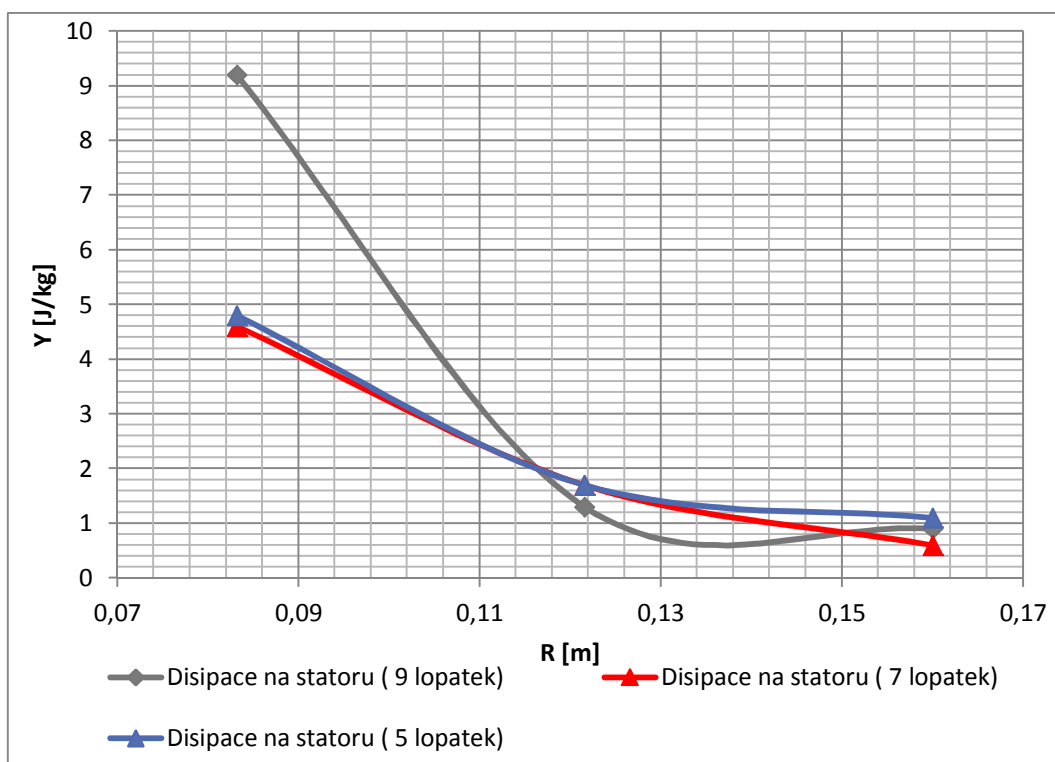
Graf 10.1. Hodnoty měrných energií na jednotlivých proudnicích (poloměrech) v lopatkovém kanále u navrženého čerpadla. Červená křivka znázorňuje disipaci energie ve statorové mříži a její hodnoty jsou vyneseny na stupnici vpravo. Graf platí pro $Q = 451,5$ l/s.

Z grafu 10.1. je patrné, že největší disipace energie probíhá v oblasti náboje. U náboje lopatky je největší rozdíl mezi vstupním a výstupním úhlem. To znamená, že proud kapaliny je zde nejvíce deformován, a tudíž zde vznikají i největší ztráty. Naopak nejméně disipované energie je v oblasti krycího disku, kde je rozdíl vstupních a výstupních úhlu velmi malý.

10.1 Disipace energie na statoru

V případě změny v počtu statorových lopatek v lopatkové mříži, ale při zachování jejich tvaru a velikosti, lze pozorovat změnu disipované energie v rozvaděči. Lopatka byla navržena a optimalizována pro mříž se sedmi lopatkami. Jakákoliv změna v počtu lopatek vede ke snížení hodnot měrné energie za státorem a zvýšení disipované energie ve statoru. Ke změně měrné energie dochází také za oběžným kolem čerpadla, protože tvar a hustota statorové mříže ovlivňuje parametry a proudění v oběžném kole. Při použití většího počtu statorových lopatek dochází k mírnému poklesu měrné energie v oblasti mezi rotorem a státorem a rovněž i k poklesu za statorovou částí. Z rozdílů těchto měrných energií byl vytvořen graf 10.2.

Disipace energie ve statoru



Graf 10.2. Hodnoty disipovaných energií ve statoru s různým počtem lopatek. R je poloměr kola statoru.

Z grafu 10.2 je patrné, že nejvýhodnější počet lopatek ve statorové mříži vykazuje rozvaděč se sedmi lopatkami. Zajímavou variantou je i mříž s pěti lopatkami, kde se hodnota disipace téměř shoduje se sedmi lopatkovou mříží. Řidší lopatková mříž však vykazuje horší vlastnosti ve vedení proudu. Možným řešením je zvýšení úhlu opásání, případně prodloužení lopatkového profilu.

11. Tvorba modelu, výpočtové sítě a nastavení ve Fluentu a CFX

CFD výpočty jsou zpravidla tvořeny ze tří částí:

- a) **Preprocessor** – příprava modelu a definování okrajových podmínek;
- b) **Solver** – samotný výpočet, který provádí počítač;
- c) **Postprocessor** – získávání a zpracovávání informací z výpočtu.

11.1 Tvorba modelu a výpočetních sítí

Modely oběžného kola a statoru byly vytvořeny v prostředí Blade Gen. Tento program je součástí ANSYS Workbench. Z připravených výpočtů, zpracovaných v MS Excel, bylo namodelováno oběžné kolo čerpadla.

Modelování rotoru a statoru probíhalo ve třech fázích. Definováním meridiánu, definováním souřadnic charakterizující prohnutí lopatky (změna úhlu β) a úhlu opásání v závislosti na M -prime. Pro axiální lopatkovou mříž je M -prime totožné s konstantou lopatkové mříže a . Tloušťka lopatky je nanášena od střední křivky profilu v závislosti na délce lopatky. Náběžnou hranu lze modelovat pomocí poměru stran elipsy na dané proudnici.

Vstupní a výstupní domény byly zpočátku tvořeny společně s rotorem oběžného kola. V pozdější fázi řešení byl tento model příliš složitý a náročný pro vytváření sítě. Proto byla úloha rozdělena a vstupní i výstupní části byly vytvořeny jako samostatné domény. Počítané čerpadlo obsahovalo 4 lopatky. Za pomoci podmínky periodicity stačilo modelovat pouze $\frac{1}{4}$ z celého čerpadla, tedy jednu stále se opakující periodickou část. Proto oběžné kolo, vstupní a výstupní části byly modelovány jako čtvrtinové. V programu Solid Works byla vytvořena vstupní a výstupní doména. Následně byly modely exportovány do ANSYS Design Modeler, kde byly definovány a pojmenovány jednotlivé plochy, na které budou v pozdější fázi přípravy výpočtu definovány okrajové podmínky.

Výpočetní síť oběžného kola a statorové části byly vytvořeny v programu Turbo Grid, který velice dobře spolupracuje s prostředím Blade Gen. U oběžného kola za pomoci funkce *Shroud Tip* byla vytvořena spára o velikosti 0,3 mm. Síť byla tvořena automaticky s definicí přibližného počtu uzlů. Bylo třeba zjemnění v okolí lopatek, náboje a krycího disku z důvodu postihnoutí vlivů mezní vrstvy. Stavebními prvky pro vytvoření sítě byly krychle.

Výpočetní síť vstupní a výstupní domény byly tvořeny pomocí ANSYS Meshing. Jako stavební prvky sítě byly použity jehlany. Rovněž bylo třeba postihnout vliv mezní vrstvy, a tak v okolí náboje a hřídele byla síť hustější.

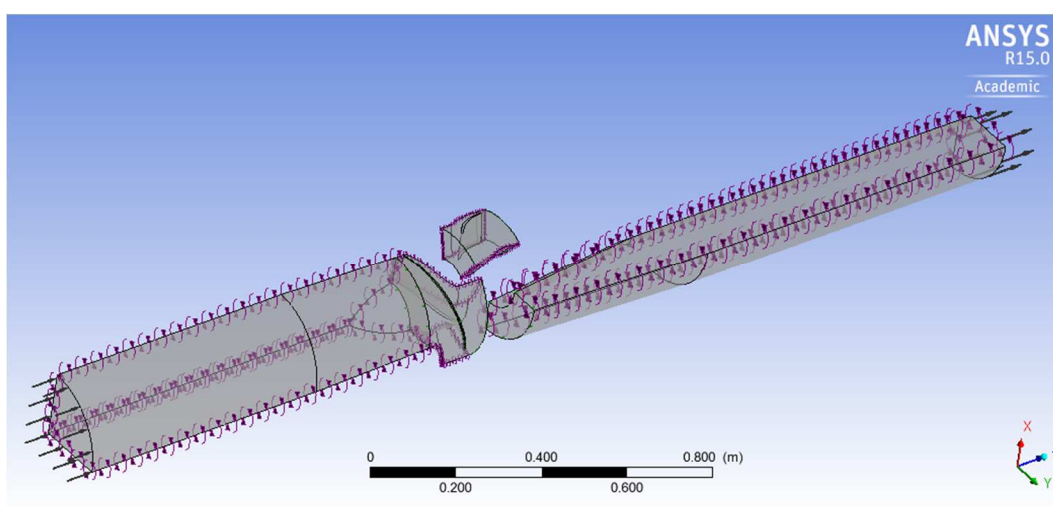
11.2 Kompletace a nastavení výpočtu

Po přípravě jednotlivých částí čerpadla a vytvoření výpočtových sítí je možné úlohu zkompletovat a spočítat. Kompletace proběhla v programu CFX.

CFX je program zaměřený převážně na rotační stroje, jako jsou turbíny, čerpadla, kompresory a podobně. Díky tomu je program CFX velice přehledný a jednodušší než jiné výpočetní nástroje.

Čerpadlo bylo složeno ze 4 domén:

- vstupní část – zahrnuje potrubí a vstup do čerpadla;
- oběžné kolo;
- stator;
- výstupní část – zahrnuje výstupní kužel, kryt hřídele čerpadla a potrubí.



Obr. 11.1. Zobrazení sestaveného modelu čerpadla v prostředí CFX.

Vstupní, statorová a výstupní doména jsou stacionární, pouze oběžné kolo je definováno jako rotační. Jednotlivé části byly spojeny pomocí *Interface* a musela být definována podmínka periodicity na okrajích jednotlivých domén. Na obrázku 11.1. je tato podmínka zobrazena pomocí fialových šipek.

Na interface *Vstup – Oběžné kolo* a *Oběžné kolo – Stator* byla definována podmínka *Frozen Rotor* v pozdější fázi výpočtu *Stage*. Na interface *Stator – výstup* nebylo třeba definovat žádnou z těchto podmínek a tyto dvě domény byly sešity.

Definice okrajových podmínek:

Inlet: TotalPressure = 0 Pa

Podmínka, která simuluje nulový přetlak na vstupu. Je zde podobnost s čerpadlem sajícím kapalinu přímo z hladiny. Tato okrajová podmínka je vhodná i pro výpočet dvoufázového proudění.

Outlet: Mass-FlowRate = (451,5 l/s) $\frac{1}{4}$ => 112, 875 l/s

Podmínka, jejímž úkolem je simulovat průtok na výstupu. Pro řešení jedné čtvrtiny čerpadla je třeba uvažovat pouze čtvrtinový průtok. V pozdější fázi pro vytvoření charakteristiky čerpadla byla tato podmínka upravována na hodnotu vyšetřovaného průtoku.

Stěny lopatek, hřídelů a potrubí byly definovány jako Wall

Okrajová podmínka wall byla ještě upřesněna o definici *No Slip Wall*, což znamená, že na povrchu ploch bude nulová rychlost kapaliny. Mezi krycím diskem a hranou lopatky bylo třeba doplnit *Interface*, která popisuje spáru mezi rotační částí lopatky a stacionárního potrubí. Pokud uvažujeme tuto spáru, je třeba nastavit u okrajové podmínky pro lopatku podmínku *Counter rotating*.

Nastavení výpočtu

Proudící médium v doménách byla voda o standardních parametrech.

Pro výpočet byl použit model turbulence: *Shear Stress Transport (SST)* s automatickou stěnovou funkcí.

Pro výpočet bylo použito schéma *First Order Upwind*.

Během návrhu oběžného kola a statoru jako samostatných celků byl použit stacionární výpočet *Steady State*. Po zkompletování jednotlivých částí byla úloha propočítaná transientně pomocí *Transient Blade Row* s automatickou definicí časového kroku.

11.3 Výpočet a vyhodnocení

CFX umožňuje během samotného výpočtu sledovat aktuální spočítané parametry pomocí *expressions*. Tyto funkce lze během samotného výpočtu vygenerovat a použít jako monitory, které lze zobrazit přímo v průběhu výpočtu a kontrolovat tak jednotlivé měřené veličiny. Jako post-processor byl použit program pro zpracovávání výsledků, který je součástí CFX. Zde byly sledovány a zapisovány hodnoty z *expressions* a grafické zpracování proudění. Během návrhu byl sledován vstup na lopatku a zavíření po její délce, výstup z lopatky a odtržení proudu. Dále pak průběh celkových tlaků po délce lopatky a také celkové tlaky na vstupu a výstupu.

12. Charakteristiky čerpadla

Pro vytvoření grafů závislosti průtoku a účinnosti na měrné energii byla úloha propočítaná v šesti bodech, kde Q představuje průtok v návrhovém bodě.

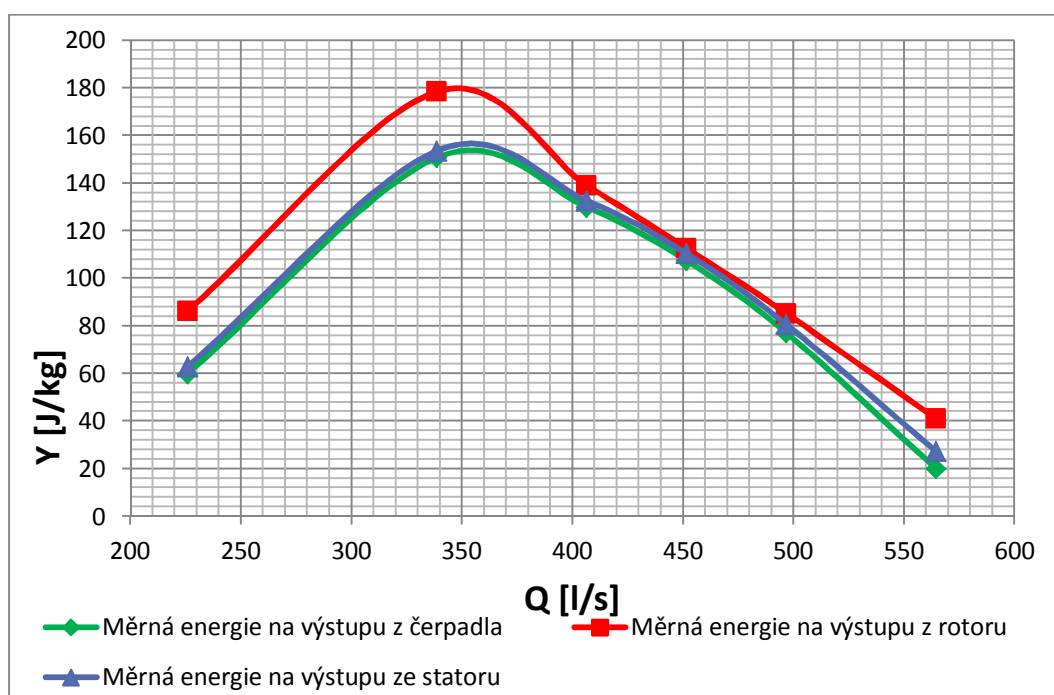
	Q [m ³ /s]	Q [l/s]
0,5Q	0,22575	225,75
0,75Q	0,33863	338,63
0,9 Q	0,40635	406,35
Q	0,4515	451,5
1,1Q	0,49665	496,65
1,25Q	0,56438	564,38

Tab. 12.1. Hodnoty průtoků v měřených bodech.

Pro průtoky menší než polovina průtoku v návrhovém bodě, nebo větší než 1,25Q úloha špatně konvergovala a výsledky byly zavádějící. Z tohoto důvodu nebylo možné postihnout typickou nestabilitu axiálních čerpadel v oblastech 0,3 – 0,4 násobku průtoku.

Výsledné hodnoty odpovídají základním předpokladům a obecným charakteristikám axiálních čerpadel. Hodnota nejvyšší měrné energie platí přibližně pro průtok 350 l/s, což odpovídá přibližně 0,75 násobku optima. V návrhovém bodě je hodnota měrné energie $Y = 107,52$ J/kg, což v přepočtu na dopravní výšku představuje $H = 10,96$ m. Požadovaná dopravní výška byla 10,55 m, takže bylo splněno zadání s rezervou 0,41 m. Se vzrůstajícím průtokem však dopravní výška klesá.

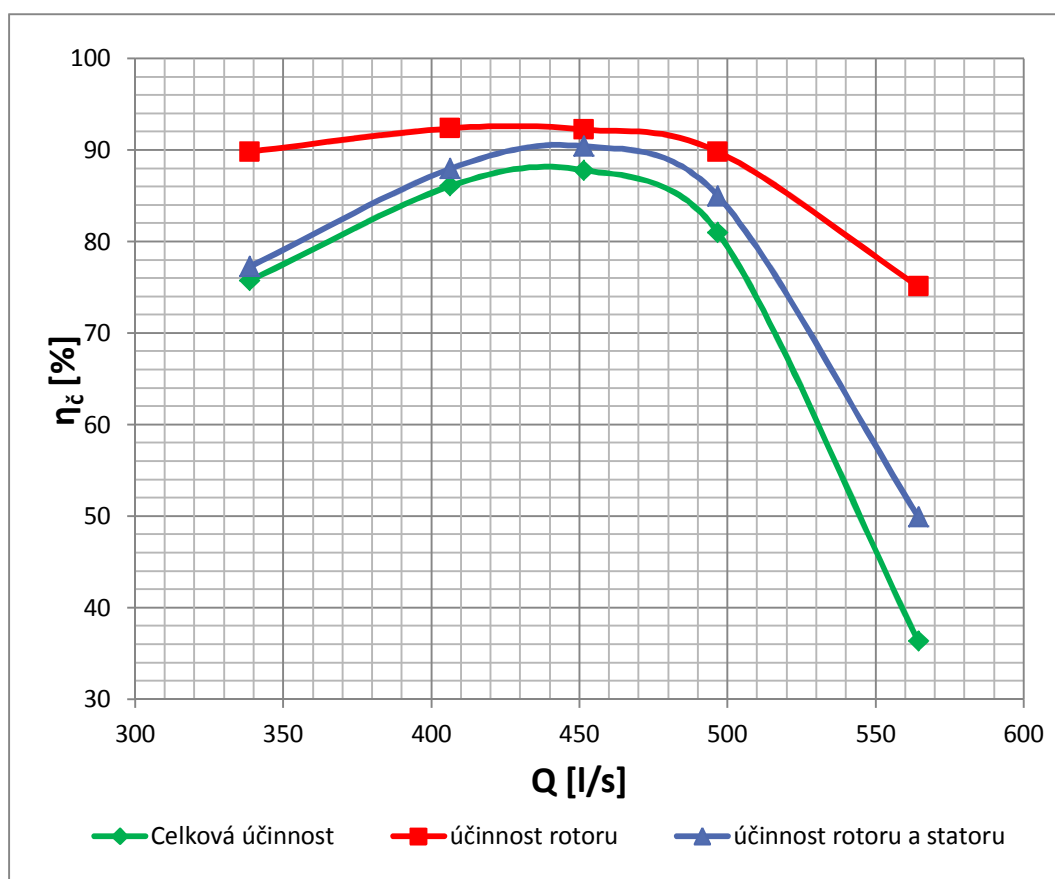
Měrné energie čerpadla



Graf 12.1. Hodnoty měrných energií pro různé velikosti průtoku.

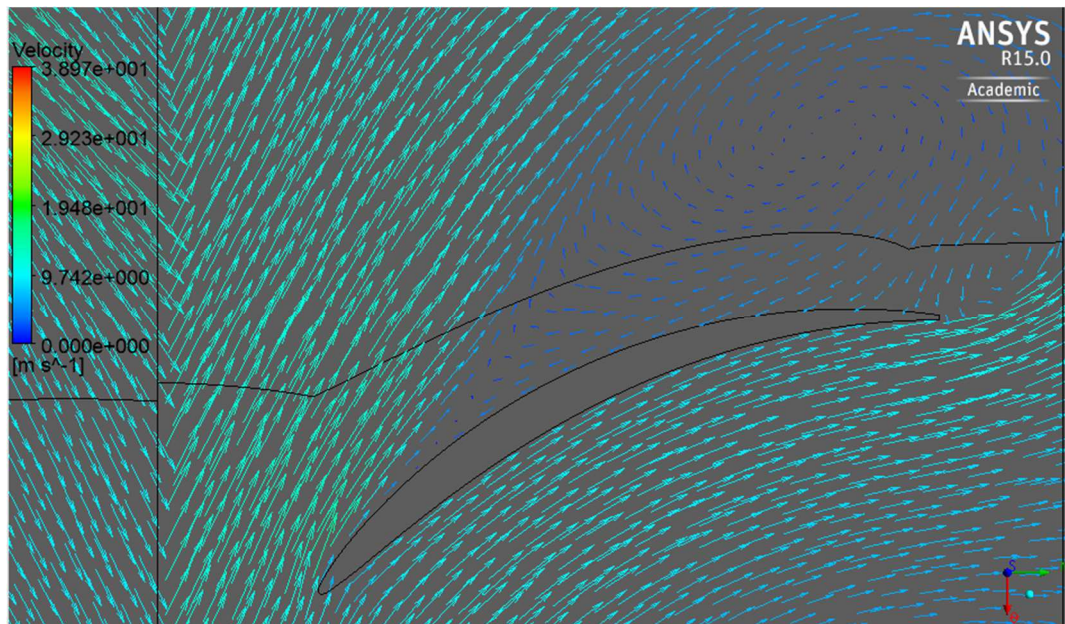
V případě vyhodnocení závislosti účinnosti na průtoku odpovídají výsledné hodnoty předpokladům. Nejvyšší účinnost rotoru byla naměřena pro hodnotu $0,9 Q$, a to 92,39 %. V návrhovém bodě byla hodnota účinnosti rotoru 92,27 %. V případě celého čerpadla je nejvyšší vypočtená účinnost v návrhovém bodě, a to 87,82%.

Charakteristika účinnosti čerpadla

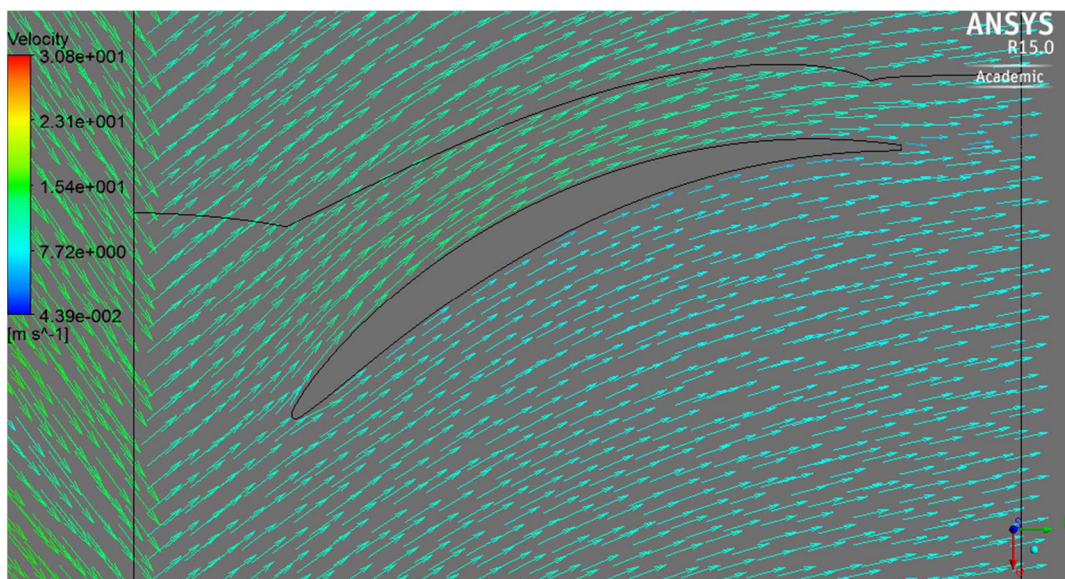


Graf 12.2. Hodnoty účinností čerpadla pro různé velikosti průtoku.

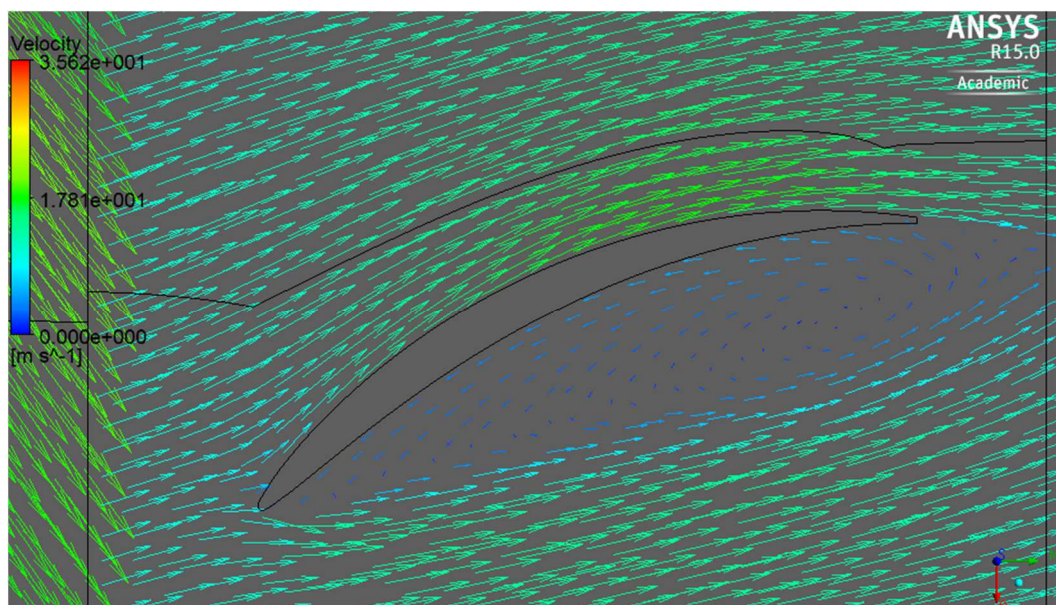
Z grafu účinnosti lze vypočítat, že od průtoku 480 l/s účinnost celého čerpadla prudce klesá. Tento razantní pokles účinnosti je způsoben zavířením na tlakové straně statorových lopatek. Toto zavíření je způsobeno jiným vstupním úhlem kapaliny, který se vlivem změny průtoku a následného zvýšení rychlosti kapaliny na výstupu z oběžného kola zvětšil. Možným řešením tohoto problému je zvýšení vstupního úhlu statorových lopatek. V tomto případě však dochází k odtržení proudu na podtlakové straně lopatky.



Obr 12.1. Vektory relativních rychlostí kapaliny ve statoru. $Q=338,63$ l/s; střední proudnice.



Obr 12.2. Vektory relativních rychlostí kapaliny ve statoru. $Q=451,5$ l/s; střední proudnice.

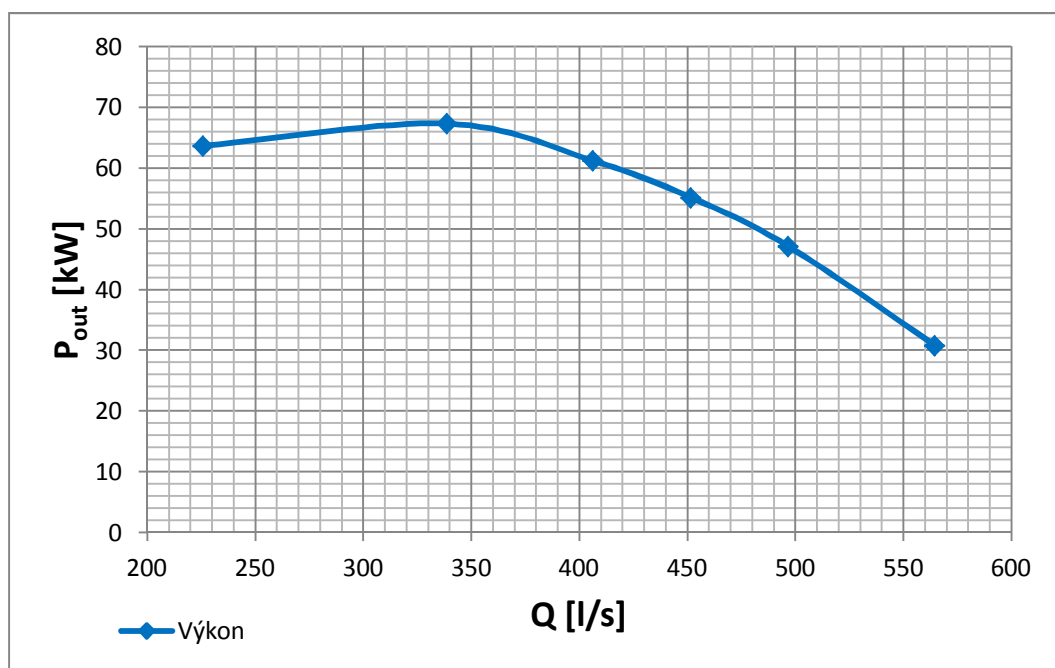


Obr 12.3. Vektory relativních rychlostí kapaliny ve satoru. $Q=564,38$ l/s; střední proudnice.

Z hodnot krouticích momentů působících na lopatku a náboj lze pomocí následujícího vztahu získat křivku výkonu.

$$P = M_k \cdot \omega \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Výkonová charakteristika



Graf 12.3. Graf závislosti výkonu na průtoku, spočítaný z krouticého momentu na lopatku a náboj čerpadla.

13. Pevnostní výpočty

Během návrhu by se měly nejvíce namáhané součásti kontrolovat z hlediska pevnosti a bezpečnosti. V případě axiálního čerpadla jsou nejdůležitější a nejvíce namáhané části rotor a hřídel vedená k elektromotoru. Hodnoty získané jako zdrojová data pro výpočet byly měřeny v návrhovém bodě.

13.1 Pevnostní výpočet hřídele

Hřídel, která spojuje generátor a oběžné kolo čerpadla, bude namáhána převážně krutem a pro určení jeho průměru je třeba znát hodnotu krouticího momentu, jenž je vyvozen na lopatkách a náboji od obtékající kapaliny. Pro určení krouticího momentu byla vytvořena funkce v CFX v záložce *expression*.

Z CFX byla stanovena hodnota krouticího momentu v návrhovém bodě na hodnotu:

$$M_k = 323,2 \text{ Nm}$$

Pro výpočet minimálního průměru hřídele můžeme napsat rovnici pro smykovou napjatost v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (13.1.1)$$

kde W_k představuje modul průřezu v krutu a lze psát jako:

$$W_k = \frac{J_p}{r} = \frac{2J_p}{d} \quad (13.1.2)$$

Pro kruhový průřez platí kvadratický moment:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (13.1.3)$$

A tedy lze psát že:

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} \quad (13.1.4)$$

Rovnici pro výpočet smykové napjatosti v krutu lze napsat ve tvaru:

$$\tau = \frac{16M_k}{\pi d^2} \quad (13.1.5)$$

Aby byla zaručena bezpečná tloušťka hřídele, musí platit:

$$\tau < \tau_k$$

kde τ_k představuje kritickou hodnotu smykového napětí. Tato hodnota je závislá na typu materiálu. V případě uvažování oceli třídy 11 se hodnoty smykových napětí τ_k pohybují v rozmezí <65 ; 145> MPa. S uvažováním nejnižší hodnoty $\tau_k = 65$ MPa byl stanoven kritický průměr hřídele a to na hodnotu

$$d_k = 29,35 \text{ mm}$$

Při uvažování koeficientu bezpečnosti $k=2$ a tedy $\tau < 2\tau_k$ vychází průměr této hřídele:

$$d_k = 37 \text{ mm}$$

Hydraulický návrh čerpadla uvažoval nesmáčenou hřídel vedenou v trubici. Z velikosti hřídele lze odvodit přibližný průměr této trubice. Průměr trubice byl z hlediska možnosti větší rezervy bezpečnosti a konstrukčních důvodů stanoven na hodnotu $D_k = 80$ mm. [6][8]

13.2 Pevnostní výpočet lopatky

Výchozí hodnotou pro základní výpočet pevnosti lopatky je síla působící na lopatku. Velikost této síly lze získat pomocí orientačního výpočtu nebo pomocí příkazu *force* z CFX. Výsledná síla na lopatku F_{celk} se skládá ze dvou složek, a to síly působící v ose Z (hydraulický tah), tedy síly F_z a obvodové síly F_u . Výpočet pevnosti lopatky vycházel z hodnot pro návrhový bod.

Pomocí rovnice 13.2.1. lze odhadnout přibližnou hodnotu F_z , kde H_{max} představuje maximální dopravní výšku čerpadla v návrhovém bodě (11,47 m).

$$F_z = H_{max} \cdot \rho \cdot g \cdot \frac{\pi(d_1^2 - d_2^2)}{4} \frac{1}{z} \quad (13.2.1)$$

Hodnota síly vypočtená tímto vztahem je: $F_z = 1652,06 \text{ N}$

Hodnota síly získaná z CFX je: $F_{zCFX} = 1356 \text{ N}$

Pro výpočet obvodové složky je třeba znát hodnotu krouticího momentu, která byla stanovena v předešlé kapitole z CFX a to na hodnotu:

$$M_k = 323,2 \text{ Nm}$$

Poté lze psát rovnici 13.2.2. pro výpočet obvodové síly, kde r_t představuje vzdálenost od osy stroje k plošnému těžišti. Hodnota r_t byla získána z CFX a byla stanovena přibližně do středu lopatky, tedy $r_t=0,122$ m.

$$F_u = \frac{M_k}{r_t \cdot z} \quad (13.2.2)$$

Hodnota obvodové síly F_u je: $F_u = 662,3$ N

Pro výpočet výsledné síly byly použity hodnoty získané výpočtem z CFX:

$$F_{celk} = \sqrt{F_z^2 + F_u^2} = 1509,1 \text{ N}$$

Výsledný krouticí moment působící na lopatku oběžného kola čerpadla bude mít tvar:

$$M_k = F_{celk} \cdot (r_t - r_2) \quad (13.2.3)$$

Hodnota ohybového momentu působící na list lopatky byla stanovena na:

$$M_k = 58,55 \text{ Nm}$$

Pro výpočet napětí v ohybu lze psát vztah:

$$\sigma_o = \frac{M_k}{W_o} \quad (13.2.4)$$

Výpočet hodnoty modulu průřezu v ohybu W_o prohnuté lopatky je velmi složité, a tak se nahrazuje jednodušším tvarem, zpravidla obdélníkem. Lze psát rovnici 13.2.5., kde b představuje délku lopatky, tedy L_c (Kapitola 6.) a h její tloušťku, tedy Δ .

$$b = 125 \text{ mm}$$

$$h = 6 \text{ mm}$$

$$W_o = \frac{bh^2}{6} \quad (13.2.5)$$

Výsledný vztah pro výpočet ohybového napětí má tvar:

$$\sigma_{oh} = \frac{6M_k}{bh^2} \quad (13.2.6)$$

Vypočtená hodnota ohybového napětí je:

$$\sigma_{oh} = 78,07 \text{ MPa}$$

U rychloběžných strojů je třeba vzít do úvahy vliv hmotnosti samotné lopatky. Tato hmotnost se projeví jako odstředivá síla působící na lopatku. Pro výpočet napětí od odstředivé síly na lopatku lze psát rovnici:

$$\sigma_{od} = \frac{F_{od}}{b \cdot h} \quad (13.2.7)$$

Hodnota odstředivé síly F_{od} lze vyjádřit rovnicí 13.2.8., kde m představuje hmotnost lopatky a r'_t vzdálenost od osy stroje do hmotnostního těžiště.

$$F_{od} = m \cdot r'_t \cdot \omega^2 \quad (13.2.8)$$

Výsledný vztah pro výpočet napětí od odstředivé síly je vyjádřen rovnicí 13.2.9.. Hmotnost lopatky byla stanovena na $m=0,432$ kg a vzdálenost od osy stroje do hmotnostního těžiště r'_t je 0,122 m.

$$\sigma_{od} = \frac{m \cdot r'_t \cdot \omega^2}{b \cdot h} \quad (13.2.9)$$

Výsledná hodnota napětí od odstředivé síly je:

$$\sigma_{od}=2,02 \text{ MPa}$$

Součet hodnot výsledného ohybového napětí a napětí od odstředivé síly by neměl být u nerezových ocelí vyšší než 150 MPa.

$$\sigma_{celk} = \sigma_{oh} + \sigma_{od}$$

$$\sigma_{celk}= 80,09 \text{ MPa}$$

Z toho vyplývá, že hodnota ohybového napětí je přibližně poloviční, tedy koeficient bezpečnosti $k=2$. [6][8]

Tento výpočet však platí pouze pro návrhový bod. V případě oblasti nižších průtoků, kde je vyšší hodnota měrné energie a krouticí momenty vyvozené na lopatku budou větší, se hodnota celkového napětí zvýší.

V bodě $Q=350\text{l/s}$; $Y=180\text{J/kg}$

Hodnota síly z odhadové rovnice: $F_z= 2645,2 \text{ N}$

Hodnota síly získaná z CFX je: $F_{zCFX}= 1899 \text{ N}$

Hodnota krouticího momentu z CFX: $M_k=396,1 \text{ Nm}$

Toto odpovídá za použití stejných podmínek a hodnot obvodové síle: $F_u=811,68$ N, a tedy celkové síle: $F_{\text{celk}}=2065,2$ N.

Z hodnot sil lze analogicky spočítat i hodnotu krouticího momentu na lopatku: $M_k=80,13$ Nm.

Z tohoto silového a momentového zatížení lze spočítat pomocí rovnic uvedených výše, že hodnota ohybového napětí na lopatku je:

$$\sigma_{\text{oh}}= 106,84 \text{ MPa}$$

Pokud k této hodnotě ohybového napětí připočteme i hodnotu odstředivého napětí, získáme tak hodnotu celkového napětí na lopatku, která je:

$$\sigma_{\text{celk}}= 108,86 \text{ MPa}$$

Podmínkou je, aby napětí nebylo vyšší než je hodnota maximálního napětí 150 MPa, což odpovídá bezpečnosti $k=1,38$. To znamená, že lopatka splňuje podmínku pevnosti i v bodě, který je pro provoz a pevnost lopatky nejnáročnější.

Závěr

Oběžné kolo čerpadla se podařilo navrhnout na zadané parametry. Účinnost čerpadla navrženého za pomoci CFD výpočtů přibližně odpovídá hodnotám stávajícího modelu. Nelze s určitostí říci, jestli je nové oběžné kolo se svými parametry horší nebo lepší. Pro potvrzení těchto parametrů je třeba provést hydraulické zkoušky na vyrobeném prototypu. Možným důkazem by bylo srovnání s modelem a výpočty stávajícího modelu, ale z důvodu know-how firmy, nelze s těmito daty pracovat a parametry porovnat. V případě kavitačních vlastností čerpadla by bylo třeba provést dvoufázový výpočet, který v rámci této diplomové práce nebyl proveden. Směrodatnými hodnotami pro určení možného vzniku kavitace byly hodnoty statických a celkových tlaků. Tento způsob však není úplně korektní, ale pro předběžný odhad je dostačující. V oblasti oběžného kola po CFD výpočtech nebyly zpozorovány hodnoty statických tlaků, které by mohly způsobit kavitaci. Po kompletaci se statorem a následným výpočtem však v oblasti vstupu sací strany lopatky došlo k razantnímu poklesu tlaků.

Statorová část čerpadla v oblasti vyšších průtoků razantně snižuje účinnost stroje, a to z důvodu zavíření na přetlakové straně lopatky. Tento problém lze vyřešit změnou vstupního úhlu do rozvaděče. V tomto případě však dochází k zavíření na podtlakové straně lopatky. Prodloužením listu statorové lopatky by bylo možné lépe vést kapalinu lopatkovou mříží a tak omezit tvorbu vírů. Bohužel v rámci diplomové práce už nebyl prostor vrátit se zpět k optimalizaci statorové části a provést nestacionární výpočet ve vyšetřovaných bodech uvedených v tab. 12.1. Zajímavou variantou bylo použití statoru s pěti lopatkami v lopatkové mříži. Tato řidší lopatková mříž vykazovala velmi dobré vlastnosti z hlediska disipace energie, ale horšími vlastnostmi ve vedení kapaliny. Možným řešením by bylo zvýšení úhlu opásání statorové lopatky a zajištění tak lepšího vedení proudu.

Stávající návrh čerpadla se prokazuje velmi vysokou účinností a v případě jeho optimalizace je velmi těžké najít cestu, kterou by bylo možné účinnost nadále zvyšovat. Možné zvýšení účinnosti u čerpadla řešeného v této práci je optimalizace velikosti spáry mezi rotorem oběžného kola a krycího disku, a tedy snížení objemových ztrát. Další možnou cestou je optimalizace statorové části, případně varianta s menším počtem statorových lopatek, jak bylo zmíněno výše. Při změnách geometrie lopatkového profilu se účinnost čerpadla měnila velmi málo. Ke změnám docházelo pouze v případě zeštíhlení lopatkového profilu, kdy celková účinnost mírně narůstala. V případě přesnějšího odladění oběžného kola by bylo možné částečně zvýšit účinnost i touto optimalizací tvaru a tloušťky lopatek.

Tato práce pojednává pouze o základním hydraulickém návrhu a optimalizaci činných ploch axiálního čerpadla. Pro přesnější optimalizaci všech částí tohoto axiálního čerpadla s uvážením i dalších prvků a faktorů ovlivňující celkovou účinnost čerpadla, jako je koleno na výtlaku z čerpadla, nebo vliv mechanických ztrát, by byly potřeba důkladné analýzy jednotlivých částí stroje.

Seznam použité literatury

- [1] MELICHAR, Jan. *Hydraulické stroje: konstrukce a provoz*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 378 s. ISBN 80-010-2657-4.
- [2] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Technický průvodce*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [3] DOBŠÁKOVÁ, L. *Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 53 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [4] M. Haluza: *Tekutiny stroje I*. Brno 2014. Zápisy z přednášek. VUT, FSI.
- [5] DEBRECZENI, Ondřej. 2005. *Potrubní technika*. Brno. Provizorní učební text. Vysoké učení technické.
- [6] M. Haluza: *Tekutiny stroje II*. Brno 2015. Zápisy z přednášek. VUT, FSI.
- [7] MELICHAR, Jan a Jaroslav BLÁHA. *Problematika soudobé čerpací techniky: vybrané partie*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007, 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.
- [8] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 3., přeprac. vyd., V Akademickém nakladatelství CERM 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-x.

Seznam použitých symbolů a značek

Symbol	Název veličiny	jednotka
a	konstanta lopatkové mříže	[-]
c	celková rychlost	[m.s ⁻¹]
c _m	meridiální rychlost	[m.s ⁻¹]
d	průměr hřídele	[m]
D _k	průměr oběžného kola	[m]
d _k	kritický průměr hřídele	[m]
D _n	průměr náboje	[m]
E _h	polohová (potenciální) energie	[J/kg]
E _k	kinetická energie	[J/kg]
E _p	tlaková energie	[J/kg]
F _{celk}	celková síla	[N]
F _{od}	odstředivá síla	[N]
F _u	obvodová síla	[N]
F _z	síla ve směru osy z	[N]
F _{zCFX}	síla ve směru osy z, získána z CFX	[N]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
H	dopravní výška	[m]
J _p	kvadratický moment	[m ⁴]
k	koeficient bezpečnosti	[-]
k _y	součinitel měrné energie	[-]
L _c	délka lopatky	[m]
M _k	krouticí moment	[Nm]
m	hmotnost	[kg]
n	otáčky stroje	[min ⁻¹] [s ⁻¹]
n _q	měrné otáčky	[min ⁻¹]
n _s	specifické otáčky	[min ⁻¹]
Q	průtok	[m ³ /s] [l/s]
P	tlak	[Pa]
P _{celk}	celkový tlak	[Pa]
P _{dyn}	dynamický tlak	[Pa]
P _{out}	výstupní výkon	[W]

P_s	statický tlak	[Pa]
r	poloměr oběžného kola	[m]
r'_t	vzdálenost osy stroje k hmotnostnímu těžišti	[m]
r_t	vzdálenost osy stroje k plošnému těžišti lopatky	[m]
S	obsah plochy	[m ²]
u	unášivá složka rychlosti	[m.s ⁻¹]
w	relativní složka rychlosti	[m.s ⁻¹]
W_k	modul průřezu v krutu	[m ³]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
Y	měrná energie	[J/kg]
$Y_č$	měrná energie čerpadla	[J/kg]
z	počet lopatek	[-]
α	obecný úhel	[°]
β	úhel lopatky čerpadla	[°]
$\bar{\beta}$	doplňkový úhel lopatky čerpadla	[°]
Δ	tloušťka lopatky	[m]
η	konformní souřadnice	[m]
$\eta_č$	účinnost čerpadla	[%]
κ	korekce dle Weisera	[-]
ξ	konformní souřadnice	[m]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
σ	délka proudnice	[m]
σ_{celk}	celkové napětí	[Pa]
σ_{od}	napětí od odstředivé síly	[Pa]
σ_{oh}	napětí od ohybové síly	[Pa]
τ	smykové napětí	[Pa]
τ_k	kritické smykové napětí	[Pa]
φ	úhel opásání	[°]
φ_{max}	maximální úhel opásání	[°]
ω	úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]

V textu jsou u některých značek použity indexy 1 a 2. Tyto indexy značí vždy vstup (1) a výstup (2) z oběžného kola nebo statoru.

Seznam použitých obrázků, tabulek a grafů

Seznam obrázků

Číslo	Název	Strana
Obr. 3.1.	Vyjímatelný rotor axiálního čerpadla.	14
Obr. 3.2.	Řez axiálním čerpadlem	15
Obr. 3.3.	Rychlostní trojúhelníky s proudovou plochou a proudnicí	17
Obr. 3.4.	Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu z rotoru axiálního čerpadla.	18
Obr. 3.5.	Rychlostní trojúhelník na výstupu ze statoru.	18
Obr. 3.6.	Hydraulický systém s čerpadlem.	19
Obr. 5.1.	Transformace z polárních do konformních souřadnic.	23
Obr. 5.2.	Zobrazení lopatek v konformním zobrazení.	25
Obr. 5.3.	Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v Gaussově rovině.	28
Obr. 5.4.	Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení.	29
Obr. 5.5.	Zobrazení lopatky axiálního čerpadla s válcovým nábojem v konformním zobrazení s vyznačením úhlu na vstupu a výstupu.	30
Obr. 5.6.	Zobrazení lopatky konformním zobrazení.	33
Obr. 6.1.	Zobrazení lopatky v rozvinutém tvaru.	35
Obr. 7.1.	Zobrazení rychlostního trojúhelníku na vstupu.	36
Obr. 7.2.	Hlavní rozměry vstupní části čerpadla	38
Obr. 7.3.	Zobrazení rozložení rychlosti na vstupu a po délce náboje s označením místa snímání rychlosti na vstupu do oběžného kola.	39
Obr. 8.1.	Vektory relativních rychlostí na vstupu do oběžného kola a v lopatkovém kanále; $Q=451,5$ l/s, oblast nosného disku.	41
Obr. 8.2.	Vektory relativních rychlostí na vstupu do oběžného kola a v lopatkovém kanále; $Q=451,5$ l/s, oblast krycího disku.	41
Obr. 8.3.	Výsledný tvar meridiánu s grafickým znázorněním průběhu změny úhlu β .	43
Obr. 8.4.	Tvary vstupních a výstupních hran lopatek pro kapaliny	44

Obr. 8.5.	Model rotoru axiálního čerpadla	45
Obr. 9.1.	Model statoru axiálního čerpadla.	47
Obr. 9.2.	Vektory relativní rychlosti kapaliny mezi rotorem a statorem. Zobrazení v rozvinutém řezu $Q=451,5$ l/s; Oblast nosného disku.	48
Obr. 9.3.	Detail vektorů rychlosti kapaliny v oblasti statoru. Zobrazení v rozvinutém řezu. $Q=451,5$ l/s; Oblast krycího disku.	48
Obr. 9.4.	Hlavní rozměry výstupní částí čerpadla.	49
Obr. 11.1.	Zobrazení sestaveného modelu čerpadla v prostředí CFX	54
Obr. 12.1.	Vektory relativních rychlostí kapaliny ve statoru. $Q=338,63$ l/s; oblast střední čáry	58
Obr. 12.2.	Vektory relativních rychlostí kapaliny ve statoru. $Q=451,5$ l/s; oblast střední čáry	58
Obr. 12.3.	Vektory relativních rychlostí kapaliny ve statoru. $Q=564,38$ l/s; oblast střední čáry.	59

Seznam tabulek

Číslo	Název	Strana
Tab.2.1.	Rozdělení hydrodynamických čerpadel podle měrných otáček n_q .	11
Tab.2.2.	Základní tvary oběžných kol hydrodynamických strojů.	12
Tab.7.1.	Tabulka vyšetřovaných rozměrů oběžného kola a nábojů.	37
Tab.8.1.	Výsledné hodnoty vstupního úhlu na jednotlivých proudnicích.	40
Tab.8.2.	Výsledné hodnoty výstupního úhlu na jednotlivých proudnicích.	42
Tab.8.3.	Výsledné souřadnice tvaru meridiánu	42
Tab.8.4.	Výsledné hodnoty počátečních a koncových úhlu opásání na jednotlivých proudnicích.	44
Tab.9.1.	Výsledné souřadnice tvaru meridiánu statoru.	46
Tab.9.2.	Výsledné hodnoty vstupních a výstupních úhlů statoru.	47
Tab.12.1.	Hodnoty průtoků v měřených bodech.	56

Seznam grafů

Číslo	Název	Strana
Graf 3.1.	Charakteristika různých hydrodynamických čerpadel.	16
Graf 4.1.	Určení vnějšího průměru oběžného kola D_k v závislosti na průtoku axiálním čerpadlem.	21
Graf 4.2.	Rozsah používaných otáček pro axiální čerpadla v závislosti na průměru oběžného kola.	21
Graf 4.3.	Orientační hodnoty poměrného průměru náboje D_k/D_n v závislosti na součiniteli měrné energie k_y , podle LPI Leningrad.	22
Graf 4.4.	Určení tvaru náboje podle měrných otáček	22
Graf 7.1.	Rozložení rychlosti na vstupu do oběžného kola.	39
Graf 8.1.	Výsledný tvar meridiánu.	43
Graf 8.2.	Výsledný tvar lopatky v pohledu osy z.	45
Graf 9.1.	Výsledný tvar meridiánu statoru.	46
Graf 10.1.	Hodnoty měrných energií na výstupu ze statoru a oběžného kola.	51
Graf 10.2.	Hodnoty disipovaných energií ve statoru s různým počtem lopatek.	52
Graf 12.1.	Hodnoty měrných energií pro různé velikosti průtoku.	56
Graf 12.2.	Hodnoty účinností pro různé velikosti průtoku.	57
Graf 12.3.	Graf výkonů z kroutícího momentu na lopatku a náboj čerpadla.	59

Seznam použitých zkratk

Zkratka	Vysvětlení
CFD	Computational fluid dynamics
LPI	Leningrad polytechnical institute
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
OK	Oběžné kolo
SST	Shear Stress Transport

Seznam příloh

1. Použité funkce expressions
2. CD

Použité funkce expressions

U koncovek názvů expressions platí:

Imp:	Rotor čerpadla.
ImpStat:	Rotor a stator čerpadla.
1:	Hodnoty použité pro výpočet vychází z funkce areaAve .
Bez koncovky:	Hodnoty použité pro výpočet vychází z funkce massFlowAve .

Expressions pro získávání hodnot totálních tlaků:

Inlet:	Vstup do čerpadla.
Outlet:	Výstup z čerpadla.
IF_KOLO_STATOR Side 1:	Interface mezi rotorovou a statorovou částí.
IF_VSTUP_KOLO Side 1:	Interface mezi vstupní doménou a rotorovou částí.
IF_STATOR_VYSTUP Side 1:	Interface mezi statorovou částí a výstupní doménou.

$dptabs = \mathbf{massFlowAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@Outlet - \mathbf{massFlowAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@Inlet$

$dptabs1 = \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@Outlet - \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@Inlet$

$dptabsImp = \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@IF_KOLO_STATOR Side 1 - \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@IF_VSTUP_KOLO Side 1$

$dptabsImpStat = \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@IF_STATOR_VYSTUP Side 1 - \mathbf{areaAve}(\mathit{Total Pressure in Stn Frame})@IF_VSTUP_KOLO Side 1$

Expressions pro získávání hodnot dopravních výšek. (měrných energií)

Hustota vody: $\rho = 997$ [kg/m³]

Gravitační zrychlení: $g = 9,81$ [m.s⁻²]

$$\text{head} = \text{dptabs}/9.81/997$$

$$\text{head1} = \text{dptabs1}/9.81/997$$

$$\text{headImp} = \text{dptabsImp}/9.81/997$$

$$\text{headImpStat} = \text{dptabsImpStat}/9.81/997$$

Expressions pro získávání hodnot účinností.

Otáčky čerpadla: $n = 1620$ [min⁻¹]

Gravitační zrychlení: $g = 9,81$ [m.s⁻²]

$$\text{eta1} = \text{head1} * 9.81 * \text{mi} * 30 / \text{torqz} / \text{pi} / 1620$$

$$\text{etaImp} = \text{headImp} * 9.81 * \text{mi} * 30 / \text{torqzImp} / \text{pi} / 1620$$

$$\text{etaImpStat} = \text{headImpStat} * 9.81 * \text{mi} * 30 / \text{torqzImp} / \text{pi} / 1620$$

$$\text{mi} = 4 * \text{massFlow}() @ \text{Inlet}$$

Expression pro získávání hodnot krouticích momentů.

Hub: Náboj čerpadla.

Blade: Lopatka rotoru čerpadla.

$$\text{torqzImp} = 4 * (\text{torque_z}() @ \text{Blade} + \text{torque_z}() @ \text{hub})$$