

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice PhD Thesis, sv. 824

ISSN 1213-4198

thesis IS

Ing. Lenka Dobšáková

**Čerpadlo s difuzorem
s použitím stochastických lopatek
(oběžné kolo i difuzor)**



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ODBOR FLUIDNÍHO INŽENÝRSTVÍ VICTORA KAPLANA

**ČERPADLO S DIFUZOREM S POUŽITÍM
STOCHASTICKÝCH LOPATEK (OBĚŽNÉ KOLO I DIFUZOR)**

**THE PUMP WITH A DIFFUSER WITH STOCHASTIC BLADES
(RUNNER AND DIFFUSER)**

ZKRÁCENÁ VERZE PH.D.THESIS

OBOR	Konstrukční a procesní inženýrství
AUTOR PRÁCE	Ing. Lenka Dobšáková
ŠKOLITEL	doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
OPONENTI	Ing. Jindřich Veselý, Ph.D. prof. Ing. Jan Melichar, CSc.
DATUM OBHAJOBY	1. prosince 2016

Brno 2017

Klíčová slova:

oběžné kolo, rozvaděč, nerovnoměrná lopatková mříž, experimentální měření, numerická simulace, charakteristika účinnosti

Keywords:

runner, diffuser, non-uniform blade cascade, experimental measurement, numerical simulation, efficiency characteristic

Místo uložení práce:

VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Technická 2896/2, 616 69, Brno, Česká republika

© Lenka Dobšáková, 2017

ISBN 978-80-214-5474-3

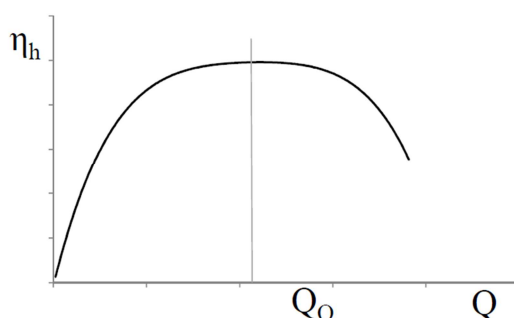
ISSN 1213-4198

OBSAH

1 ÚVOD.....	5
2 ČERPADLO COSU	7
3 STOCHASTICKÝ DIFUZOR	7
3.1 Návrh stochastických difuzorů čerpadla COSU	7
3.2 Teoretické určení účinnosti stochastického difuzoru.....	9
4 NÁVRH OBĚŽNÝCH KOL	12
5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ ČERPADLA COSU	14
5.1 měřící trať.....	14
5.2 Vyhodnocení experimentálního měření	15
5.3 Výsledky experimentálního měření	16
6 NUMERICKÁ SIMULACE	18
6.1 Nastavení výpočtu.....	19
6.2 Vyhodnocení a výsledky numerického výpočtu	20
7 ROZŠÍŘENÍ PROVOZNÍHO PÁSMÁ STROJE [10]	23
8 ZÁVĚR.....	25
BIBLIOGRAFIE	28
ŽIVOTOPIS.....	29
ABSTRAKT	30

1 ÚVOD

Čerpadlo je jedním z energetických strojů mající významnou roli v ekonomice všech zemí. Současné technologie v energetice, chemickém a potravinářském průmyslu potřebují odstředivá čerpadla pracující na velkém rozsahu výkonů. Odstředivá čerpadla mají relativně strmou charakteristiku účinnosti. Jestliže čerpadla pracují mimo optimální (návrhový) průtok, dochází ke snížení účinnosti a práce čerpadel se stává neekonomická. Myšlenkou nové koncepce odstředivých čerpadel je změna tvaru charakteristiky hydraulické účinnosti η_h tak, aby se hodnota účinnosti v okolí optimálního průtoku Q_0 co nejméně měnila, jak je ukázáno na obrázku 1.1. Stroj s takto širokým provozním pásmem nestačí navrhnout pouze pro optimum, ale pro celý rozsah charakteristiky.

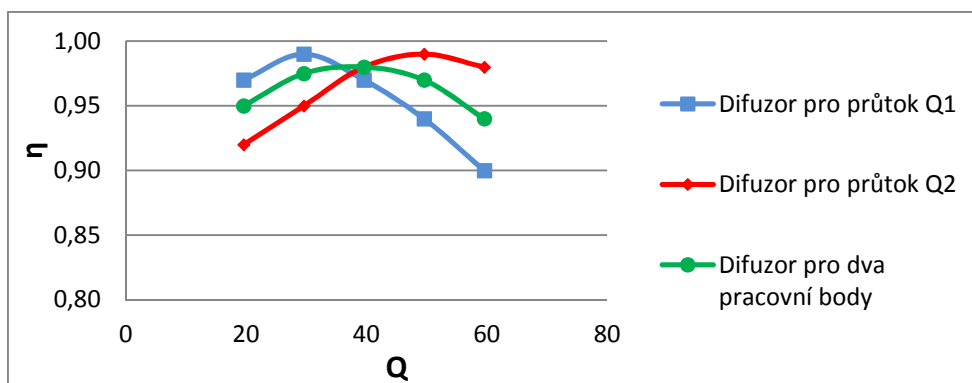


Obr. 1.1 Požadovaná charakteristika účinnosti odstředivého čerpadla

Novým návrhem hydrauliky odstředivých čerpadel, kterým se tato disertační práce zabývá, je použití nerovnoměrné (neboli stochastické) lopatkové mříže. Nerovnoměrná lopatková mříž byla použita jak u oběžného kola, tak u difuzoru. Disertační práce tématem navazuje na diplomovou práci „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body“ obhájené roku 2012, v níž byl řešen difuzor s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Výsledky této práce ukázaly praktickou možnost využití nového návrhu hydrauliky čerpadla.

Předchozí výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže byl prováděn převážně kvůli zlepšení dynamických vlastností čerpadel a turbín. Nerovnoměrná lopatková mříž snižovala vliv interakce rotoru a statoru, což snížilo vibrace a hlučnost strojů. Možnost změny charakteristiky účinnosti nebyla řešena, a pokud byla, tak pouze okrajově jako vedlejší pozitivum nerovnoměrného lopatkování.

Cílem návrhu difuzoru s nerovnoměrným (stochastickým) lopatkováním bylo získání charakteristiky účinnosti, jejíž ideální tvar je na obrázku 1.2. V grafu jsou vykresleny charakteristiky účinnosti tří difuzorů. Dvě charakteristiky difuzoru navrženého na jeden pracovní bod, které mají svou vysokou účinnost v návrhovém bodě, ale mimo návrhový bod účinnost výrazně klesá. Třetí charakteristika je nerovnoměrného (stochastického) difuzoru. Charakteristika takového difuzoru má nižší maximální účinnost, ale vysoké hodnoty účinností zahrnují větší rozsah průtoků. Stochastické čerpadlo by pak mohlo být používáno ve větším rozsahu průtoků při zachování dostatečně velké účinnosti.



Obr. 1.2 Ideální charakteristika účinnosti difuzoru s nerovnoměrnou lopatkovou mříží

Uvedená změna tvaru charakteristiky účinnosti byla provedena pomocí různého lopatkování oběžného a rozváděcího kola, kdy v jednom kole jsou za sebou umístěny různé tvary lopatek.

Tato disertační práce je založena především na experimentálním měření a numerické simulaci nově navržených hydraulik. Téma disertační práce vzniklo za podpory společnosti EMP s.r.o. ze Slavkova, která poskytla finanční podporu a čerpadlo COSU, na němž experimentální měření probíhala.

Protože myšlenka nerovnoměrné lopatkové mříže je z hlediska tvaru charakteristiky účinnosti novým tématem výzkumu, slouží tato práce také pro ujasnění další cesty. V práci je uvedeno několik poznatků, které mohou být nadále rozvinuty.

2 ČERPADLO COSU

Čerpadla COSU vyrábí společnost EMP s.r.o. ze Slavkova u Brna. Čerpadlo COSU je jedním z typových vnorných vícestupňových čerpadel určených pro čerpání chladících a řezných emulzí u NC strojů (viz obr. 2.1) [1]. Čerpadlo je vícestupňové, s každým přidaným stupněm čerpadla se tedy navyšuje dopravní výška.

Počátek práce na návrhu čerpadla COSU započal již v roce 2004. Při koncepci čerpadla bylo postupováno náležitě hospodárně tak, aby řešení současně pokrývalo dvě oblasti průtoků a měrných energií při jediném oběžném kole a dvou různých rozvaděčích.

Zadáním byl vývoj hydraulicky kvalitního elektrického vícestupňového čerpadla pro dva návrhové body. Zadané parametry pro jeden pracovní stupeň:

1. $Q = 110 \text{ l/min}$ a $H = 8,5 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ /min}$
2. $Q = 150 \text{ l/min}$ a $H = 8 \text{ m}$, $n = 2950 \text{ /min}$

3 STOCHASTICKÝ DIFUZOR

Pro získání stochastického kola a difuzoru je potřeba navrhnout minimálně dva různé tvary lopatek (kanálu), které umístíme za sebe. Každý tvar lopatky a kanálu patří jednomu pracovnímu bodu, tedy jednomu návrhovému průtoku a tomu odpovídající měrné energii.

3.1 NÁVRH STOCHASTICKÝCH DIFUZORŮ ČERPADLA COSU

Čerpadlo COSU 158 je navrženo na dopravní výšku 8,5 metrů při průtoku 150 l/min. Jeden tvar lopatek je tedy použit z uvedeného čerpadla. Další tvar lopatek je navržen na jiný průtok s adekvátní dopravní výškou. Rozměry difuzoru a parametry bodů, na které byl difuzor pro dva pracovní body navrhován, jsou uvedeny v tabulce 3.1.

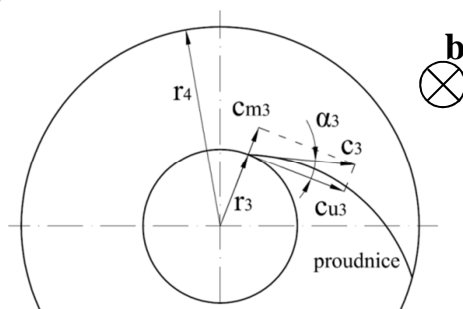
Tab. 3.1 Rozměry difuzoru s dvojitým tvarováním lopatek a parametry návrhových bodů; r_3 , r_4 ... vstupní a výstupní poloměr, b šířka lopatek, H dopravní výška, Q průtok, n otáčky.

Rozměry difuzoru		1. pracovní bod		2. pracovní bod	
r_3	0,04605 m	H	8,5 m	H	9 m
r_4	0,1 m	Q	150 l/min	Q	110 l/min
b	0,012 m	n	2950 1/min	n	2950 1/min



Obr. 2.1 Čerpadla řady COS a COSM [1]

Na základě Eulerovy čerpadlové rovnice se navrhne tvar lopatky, který musí kopírovat proud vycházející z oběžného kola. Tato konstrukční vlastnost je znázorněna na obrázku 3.1, kde proudnice představuje trajektorii pohybu kapaliny vycházející z oběžného kola.



Obr.3.1 Princip návrhu lopatky difuzoru pro dva pracovní body [3]

Úhel α se vypočte podílem meridiální c_m a unášivé složky celkové rychlosti c_u :

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{c_m}{c_u} \quad (3.1)$$

Meridiální složka celkové rychlosti na vstupu do difuzoru udává průtok Q vstupní plochou a můžeme ji zapsat:

$$c_m = \frac{Q}{2\pi b \cdot r} = \frac{K_2}{r} \quad (3.2)$$

kde r je poloměr difuzoru a b šířka kola.

Unášivá složka celkové rychlosti na vstupu do difuzoru byla získána ze základní Eulerovy čerpadlové rovnice (při uvažování vstupu kapaliny do kola bez předrotace):

$$c_u = \frac{gH}{\eta_h \cdot 2\pi nr} = \frac{K_1}{r} \quad (3.3)$$

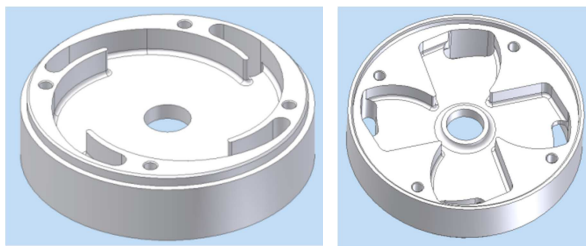
kde g je gravitační zrychlení, H dopravní výška a η_h je hydraulická účinnost.

Finální upravená rovnice (3.4) je hledaná rovnice logaritmické spirály popisující tvar lopatky difuzoru. Integrační konstantu C lze získat zavedením okrajové podmínky: pro úhel $\varphi = 0^\circ$ je poloměr $r = r_3$. Pomocí rovnice (3.4) získáme velikost poloměru r v každém voleném úhlu φ .

$$r = C \cdot e^{\frac{K_2}{K_1} \varphi} \quad (3.4)$$

Stochastický (nerovnoměrný) difuzor byl zkonstruován tak, že se za sebe střídavě umístily kanály difuzoru původního čerpadla COSU 158 navrženého na pracovní bod 1 a nově navržené kanály difuzoru na pracovní bod 2 (viz obr. 3.2).

Téma stochastického difuzoru bylo patentováno jako užitný vzor.

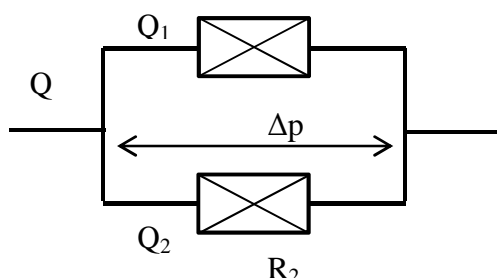


Obr. 3.2 Obrázky difuzoru s dvojitým tvarováním lopatek ve 3D

3.2 TEORETICKÉ URČENÍ ÚČINNOSTI STOCHASTICKÉHO DIFUZORU

Teoretické odvození ztrát stochastického difuzoru je postaveno na velmi jednoduché myšlence: „Voda jde cestou nejmenšího odporu.“ V každém kanálu stochastického difuzoru proto bude protékat jiný průtok. Pro teoretické odvození účinnosti stochastického difuzoru je tedy potřeba určit, jaké průtoky protékají v jednotlivých kanálech.

Zmíněnou myšlenku lze nejlépe popsat elektro-hydraulickou analogií s paralelním zapojením dvou odporů (viz obrázek 3.3). [4]

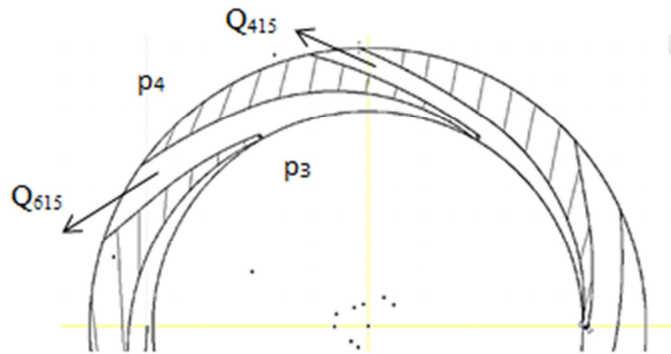


Obr. 3.3 Paralelní řazení hydraulických odporů

Z převedení myšlenky elektrohydraulické analogie na řešený difuzor (viz obr. 3.4), úpravou základních rovnic a dosazením podmínek tvarové podobnosti jednotlivých difuzorů, z nichž je stochastický difuzor složen, lze získat rovnici:

$$\xi_{415} Q_{415}^2 = \xi_{615} Q_{615}^2 \quad (3.5)$$

kde indexy 415 a 615 označují kanál difuzoru navržený na daný průtok $Q = 415 \text{ l/s}$ a $Q = 615 \text{ l/s}$.



Obr. 3.4 Elektro-hydraulická analogie pro stochastický difuzor

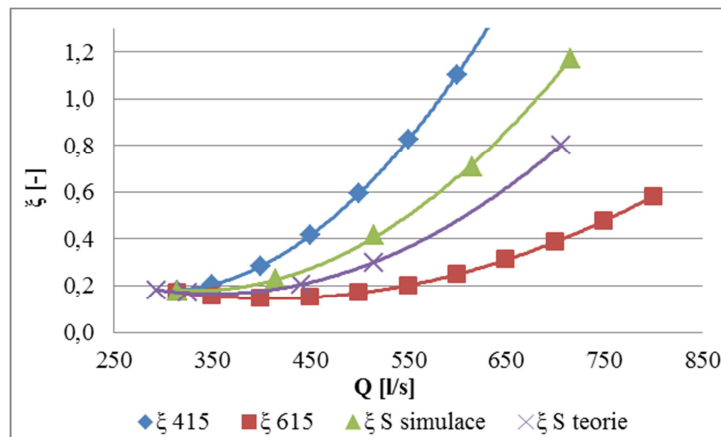
Dle předchozí rovnice byly určeny průtoky a následně také ztráty v jednotlivých kanálech. Celkový průtok stochastickým difuzorem byl určen součtem průtoků jednotlivými kanály.

Účinnost stochastického difuzoru byla určena jako střední hodnota účinností kanálů, z nichž je poskládán:

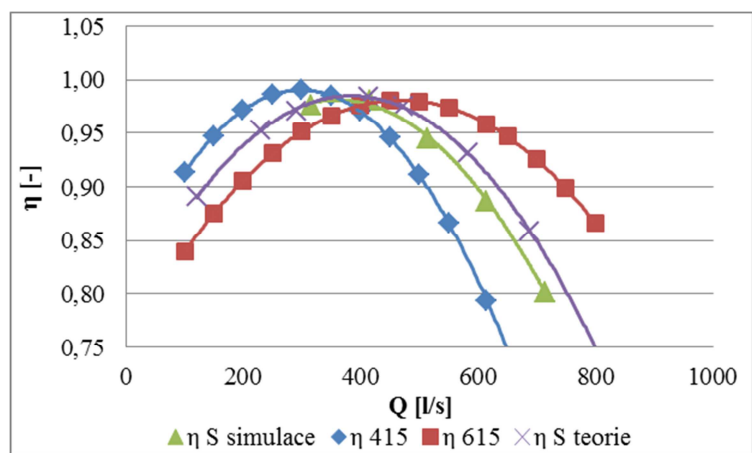
$$\eta_S(Q) = \frac{\eta_{415}(Q) + \eta_{615}(Q)}{2} \quad (3.6)$$

kde η_{415} a η_{615} jsou účinnosti difuzorů navržených na $Q = 415$ l/s či $Q = 615$ l/s při průtoku určeném rovnicí (3.5).

Graf závislosti celkových ztrát na celkovém průtoku procházejícím difuzory je na obrázku 3.5. Ztráty stochastického difuzoru ξ_S teorie dle teoretického výpočtu prochází mezi křivkami ztrát obvyčejně navržených difuzorů ξ_{415} a ξ_{615} pro jeden pracovní bod. Ztráty teoreticky vypočítané jsou hodnotově nižší než ztráty získané z numerické simulace ξ_S simulace. Stejně tak účinnost difuzoru vykreslená v grafu na obrázku 3.6. Účinnost stochastického difuzoru vypočítaná teoreticky je více optimistická než účinnost získaná numerickou simulací.



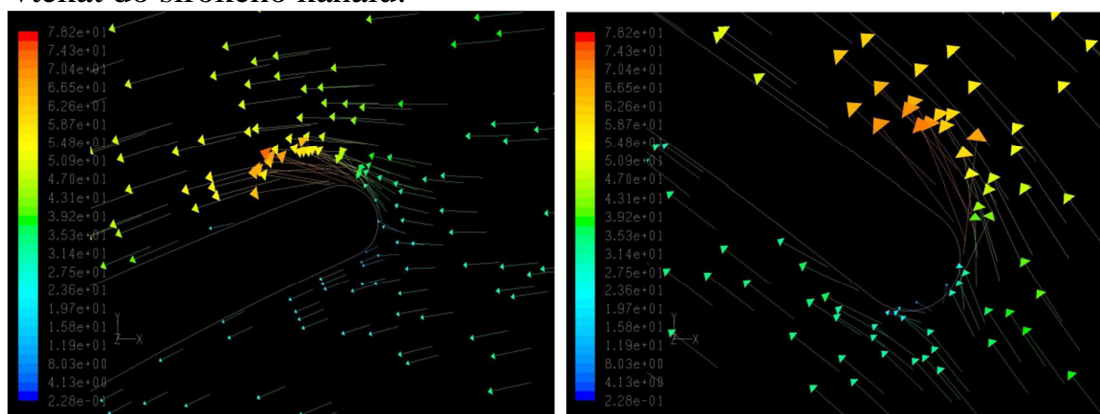
Obr. 3.5 Graf závislosti ztrát stochastického difuzoru na průtoku



Obr. 3.6 Charakteristika účinností stochastického difuzoru určená ze simulace a pomocí teoretického výpočtu

Příliš optimistické výsledky jsou způsobeny idealizací příkladu. Je uvažováno, že tlaková změna Δp stochastického difuzoru je pro oba kanály stejná, jak naznačuje obrázek 3.4. To ale není pravda. Toto nedodržení teorie elektro-hydraulické analogie je způsobeno zejména příliš malým prostorem mezi výstupním průměrem oběžného kola a počátkem lopatek difuzoru.

Na obrázcích 3.7 jsou vykresleny vektorové pole na náběžných hranách lopatek stochastického difuzoru při celkovém průtoku difuzorem $Q = 615$ l/s. Na obrázku b) je náběžná hrana u vstupu do kanálu difuzoru navrženého pro nižší průtok $Q = 415$ l/s. Kapalina natéká na lopatku prakticky bez rázu, přestože je difuzor naladěn na průtok rozdílný od řešeného a k rázu by tak docházet mělo. Na druhém obrázku a) je náběžná hrana u vstupu do kanálu difuzoru naladěného pro průtok $Q = 615$ l/s. Přestože difuzorem teče optimální průtok pro tento kanál, dochází na náběžné hraně k mírně zhoršenému nátoku a počátku zpětného proudění, kdy kapalina má potřebu zpětně vtékat do širokého kanálu.



a) kánál pro průtok $Q = 615$ l/s

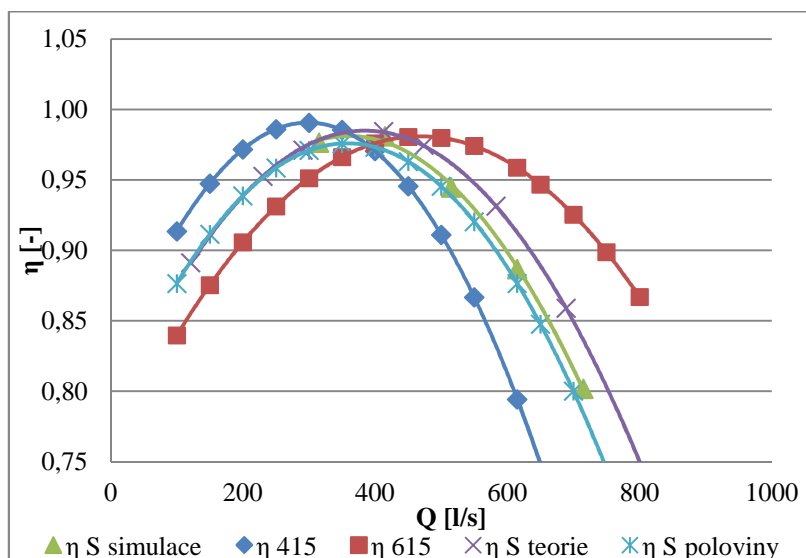
b) kánál pro průtok $Q = 415$ l/s

Obr. 3.7 Vykreslení vektorového pole u náběžné hrany kanálů stochastického difuzoru [3]

Obrázky jsou tedy jasným popisem toho, že kapalina se snaží téct cestou nejmenšího odporu. V případě difuzoru však „zavazí“ náběžné hrany, které

nedovolují plnému převodu průtoku do kanálu s menší ztrátou. Proto je kapalina násilně tlačena do kanálu s větším odporem, kterým proteče větší podíl průtoku než by teoreticky měl. Větší průtok kanálem s vyšší ztrátou způsobuje zvýšení celkových ztrát stochastického difuzoru.

V grafu na obrázku 3.8 jsou charakteristiky účinností difuzorů s přidanou křivkou η_s poloviny popisující účinnost stochastického difuzoru v případě, kdy by oběma kanály protékal zcela stejný průtok (voda by netekla „cestou nejmenšího odporu“).



Obr. 3.8 Charakteristiky účinností stochastického difuzoru

Křivka η_s poloviny je výrazně bližší ke křivce účinnosti získané z numerické simulace.

4 NÁVRH OBĚŽNÝCH KOL

Stejně jako byl řešen návrh difuzoru, i návrh oběžného kola bude používat jeden tvar lopatek z již existujícího čerpadla COSU 158. Druhý tvar lopatek bude nově navržen na průtok 1,83 l/s (110 l/min).

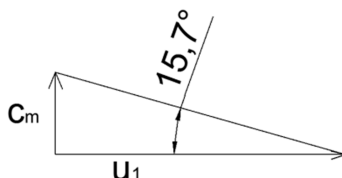
Při návrhu nového axiálně-radiálního oběžného kola se vychází z rozměrů a dosažených parametrů kola Bratislava navrženého na průtok 2,5 l/s (150 l/min) použitého v čerpadle COSU. U nového kola se upraví tvar lopatky, ale zachovají se všechny vnější rozměry (viz tab. níže).

Při návrhu nového lopatkování oběžného kola byla ve výpočtu použita stejná účinnost, jaké dosahovalo v optimu kolo čerpadla COSU 158.

		Výstupní poloměr	r_2	0,045	mm
		Výstupní šířka	b_2	0,006	mm
Q	0,0025 l/s	Vstupní poloměr	r_1	0,018566	mm
Y	90 J/kg	Vstupní šířka	b_1	9,731	mm
n	2950 1/min	Úhel lopatky na vstupu	β_1	38	°
z	8	Úhel lopatky na výstupu	β_2	45	°

Vstupní úhel lopatky oběžného kola navrženého na průtok 110l/min se určil z rychlostního trojúhelníku na vstupu oběžného kola bez předrotace (viz obr.4.1), z něhož lze získat teoretickou hodnotu vstupního úhlu β_1 :

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_{m1}}{u_1}\right) = \arctg\left(\frac{1,612}{5,7355}\right) = 15,7^\circ \quad (4.1)$$



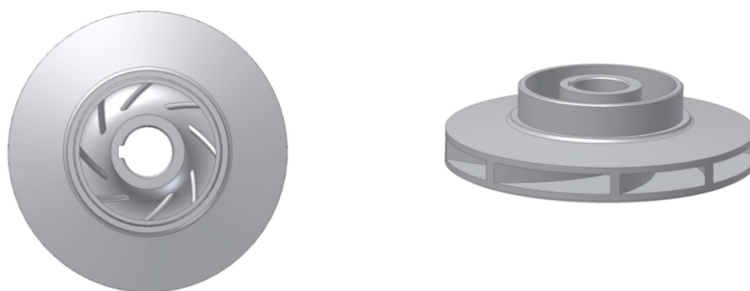
Obr. 4.1 Vstupní rychlostní trojúhelník

Z konstrukčního hlediska (přotevření kanálu kola, uvážení ztrát a plochy lopatek) navýšíme úhel na $\beta_1 = 28^\circ$.

Výstupní úhel lze získat z Eulerovy čerpadlové rovnice za pomoci programu MS Excel a jeho funkce Řešitel.

Při výpočtu je potřeba dodržet všechny parametry stejné jako u původního kola, včetně návrhové účinnosti. Aby se při řešení dosáhlo rozumných hodnot úhlů a nedocházelo k zahlcení kanálů, musí se zvolit 7 lopatek. Pak dle výpočtu Řešitele je hodnota výstupního úhlu $\beta_2 = 35^\circ$. Z důvodu požadavku vyšší dopravní výšky, je vhodné navýšit výstupní úhel na $\beta_2 = 40^\circ$.

Stochastické kolo bylo vytvořeno jako kombinace původního kola čerpadla COSU na průtok 150 l/min a nově navrženého kola na průtok 110 l/min. Stochastické kolo bylo navrženo jako 8mi lopatkové (viz obr. 4.2).



Obr. 4.2 Obrázky oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží ve 3D

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ ČERPADLA COSU

V předchozích kapitolách byl popsán průběh návrhu jednotlivých hydraulických dílů čerpadla COSU. Bylo navrženo několik difuzorů a oběžných kol. Po konečném návrhu byly tyto díly vytištěny pomocí 3D tisku (Rapid prototyping) a následně změřeny na zkušebně Odboru fluidního inženýrství V. Kaplana.

V rámci konečného měření čerpadla bylo provedeno proměření charakteristik všech možných kombinací difuzorů a oběžných kol. Jednotlivé díly jsou označeny následovně:

OK_1 je oběžné kolo původní hydrauliky čerpadla COSU navržené na průtok 150 l/min

OK_2 je oběžné kolo nově navržené na průtok 110 l/min

OK_S je oběžné kolo stochastické – kombinace oběžného kola OK_1 a OK_2

DIF_1 je difuzor původní hydrauliky čerpadla COSU navržený na průtok 150 l/min

DIF_2 je difuzor nově navržený na průtok 110 l/min

DIF_S je difuzor stochastický – kombinace difuzoru DIF_1 a DIF_2

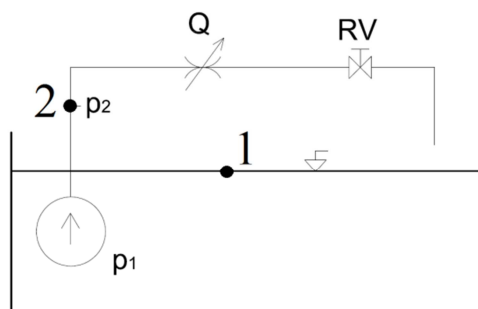
Experimentální měření všech variant hydraulik čerpadla COSU bylo provedeno na nově navržené a sestavené měřící trati malých čerpadel (viz obr. 5.1). Z měření byly získány hodnoty všech veličin potřebných pro následné vyhodnocení, tedy pro získání charakteristiky účinnosti, měrné energie a příkonu.



Obr. 5.1 Fotografie univerzální měřící tratě malých čerpadel

5.1 MĚŘÍCÍ TRATĚ

Měřící trať (viz obr. 5.2) je složena ze sací nádrže, která slouží jako zásobník kapaliny měřeného ponorného čerpadla, výtlačného potrubí DN32, indukčního průtokoměru Q, regulačního uzávěru RV. Na měřící trati jsou umístěny dva snímače tlaku. Jeden pro měření atmosférického tlaku (p_1), druhý pro měření tlaku ve výtlačném potrubí za čerpadlem (p_2). Součástí měřící tratě je wattmetrický převodník, frekvenční měnič a měřící karta.



Obr. 5.2 Schéma měřicí trati a vyznačení výpočetních bodů

5.2 VYHODNOCENÍ EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

a) Výpočet měrné energie čerpadla $Y_{\check{c}}$ v měřených pracovních bodech vychází z Bernoulliho rovnice:

Protože ponorné čerpadlo nemá žádné sací potrubí, lze psát, že hodnota tlaku na vstupu čerpadla je rovna tlaku atmosférickému. Rychlost na vstupu ponorného čerpadla odpovídá rychlosti na hladině nádrže, která se nemění. Můžeme tedy rovnici (5.1) upravit a získat vztah pro určení měrné energie čerpadla:

$$Y_{\check{c}} = \frac{p_{s2} - p_a}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot \Delta h \quad (5.1)$$

kde p_a je atmosférický tlak [Pa], p_{s2} je tlak naměřený na výtlaku čerpadla [Pa], v_2 je střední rychlost kapaliny v místě tlakového snímače p_2 [m/s], Δh je poloha snímače p_2 nad hladinou [m].

b) Výpočet celkové účinnosti čerpadla η provedeme ze vztahu:

$$\eta = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y_{\check{c}}}{P} \quad (5.2)$$

kde ρ je hustota čerpané kapaliny [kg/m^3], Q je průtok potrubím [m^3], $Y_{\check{c}}$ je měrná energie měřeného čerpadla [J/kg] a P je příkon elektromotoru [W].

c) Výpočet hydraulické účinnosti η_h

Vzorec pro určení hydraulické účinnosti byl získán z jednoho měření, které předcházelo měření konečnému. Pro určení hydraulické účinnosti bylo zapotřebí odečíst účinnost motoru. Proto bylo provedeno měření celého čerpadla, a také samotného elektromotoru. Z měření byl získán vzorec pro převod celkové účinnosti na účinnost hydraulickou:

$$\eta_h = \eta^{0,9} + 0,068 \quad (5.3)$$

d) Převod na konstantní otáčky

Získané a vypočítané hodnoty průtoku, měrné energie a výkonu byly převedeny na konstantní otáčky pomocí velmi dobře známých afinních vztahů [6]:

Pro průtoky platí poměr

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{c_{m2} S_2}{c'_{m2} S_2} = \frac{c_{m2}}{c'_{m2}} = \frac{n}{n'} \quad (5.4)$$

Dopravní výšky jsou v poměru

$$\frac{H}{H'} = \frac{u_2 c_{u2}}{u'_2 c'_{u2}} = \frac{n \cdot n}{n' \cdot n'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad (5.5)$$

Změna příkonu přitom bude

$$\frac{P}{P'} = \frac{QH}{Q' H'} = \frac{n \cdot n^2}{n' \cdot n'^2} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (5.6)$$

Hydraulické účinnosti byly přepočítávány dle statistického vztahu od Ackereta:

- Akeret

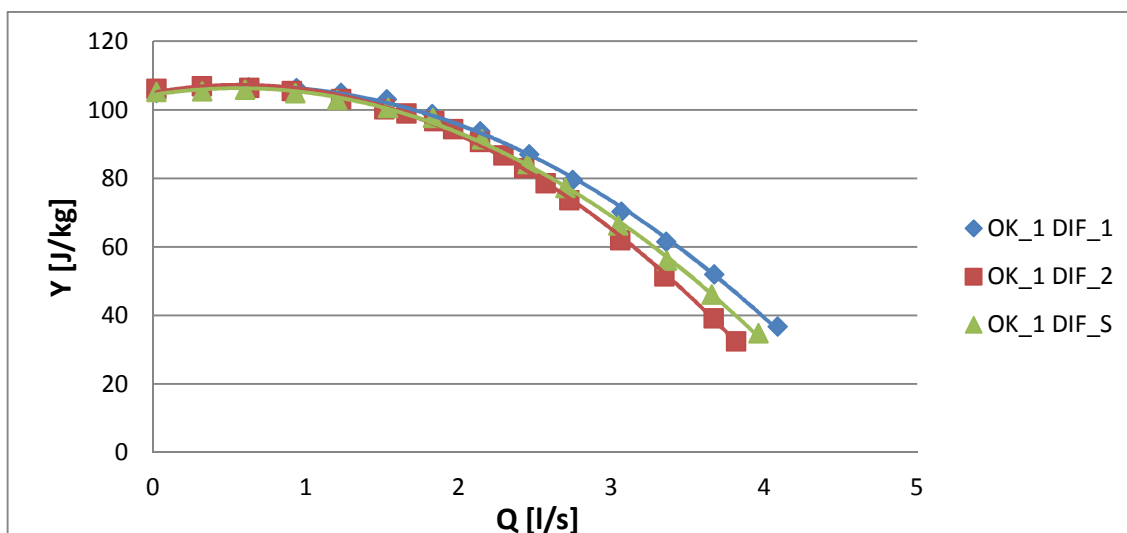
$$\frac{1 - \eta_h}{1 - \eta'_h} = 0,5 + 0,5 \cdot \left(\frac{Re'}{Re}\right)^{0,2} \quad (5.7)$$

5.3 VÝSLEDKY EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ

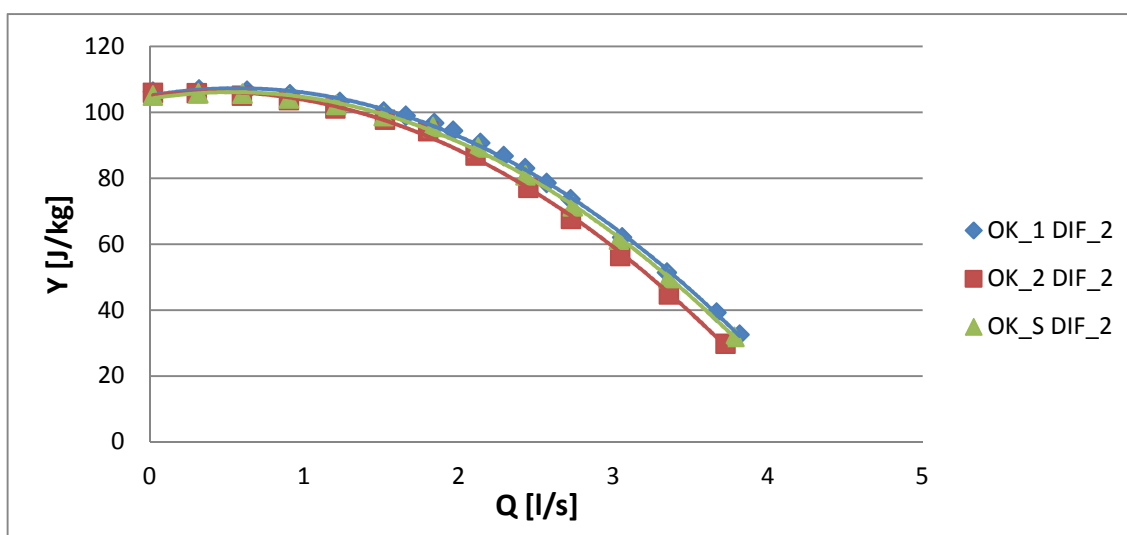
Dle experimentálního měření se čerpadlo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží chová dle předpokladu uvedeného v úvodu této práce. Změny v charakteristikách ale nejsou moc výrazné. Na následujících obrázcích jsou vybrány charakteristiky čerpadel s kombinacemi oběžných kol a difuzorů, které nejvýrazněji popisují změny získané nerovnoměrnou lopatkovou mříží.

Křivku dopravní výšky i účinnosti se pomocí nerovnoměrné lopatkové mříže podařilo posunout mezi křivky běžně navržených čerpadel, z jejichž lopatek se nerovnoměrná lopatková mříž skládá. Jde tedy o kompromisní řešení.

Čerpadlo s difuzorem DIF_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má křivku měrné energie téměř přesně mezi křivkami běžně navržených čerpadel (viz obr. 5.3, kde je porovnání měrné energie pro čerpadlo s použitím různých difuzorů, ale vždy se stejným kolem). Oběžné kolo OK_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží také posunuje křivku měrné energie mezi křivky běžných čerpadel, ale změna není vůči oběžnému kolu OK_1 pro vysoký průtok téměř znatelná (viz 5.4, kde je porovnání čerpadla se stejným difuzorem a měněným oběžným kolem).

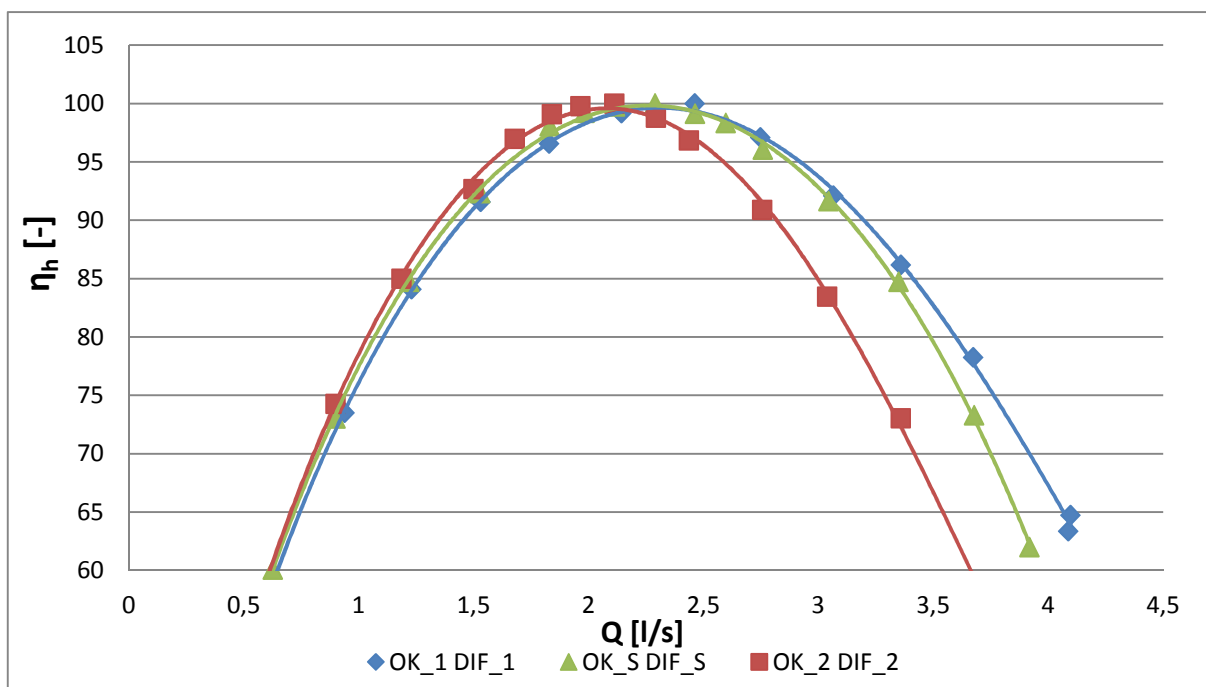


Obr. 5.3 Charakteristiky měrné energie – oběžné kolo 1 a různé difuzory



Obr. 5.4 Charakteristiky měrné energie – difuzor 2 a různá kola

Změna účinnosti je patrna pouze při použití nerovnoměrného difuzoru DIF_S. Ten opět posunuje křivku mezi křivky běžně navržených čerpadel. Křivka se více přibližuje křivkám čerpadel s difuzorem DIF_1, navrženým na vysoký průtok a způsobuje tak mírné rozšíření pásma vysokých účinností. Na obrázku 5.5, kde je spojení nerovnoměrného oběžného kola i difuzoru, je vidět velmi výrazný vliv nerovnoměrné lopatkové mříže na rozšíření charakteristiky. Pokud by byl navíc difuzor upraven dle úvahy uvedené v kapitole 3.2, mohla by být změna účinnosti, ve prospěch myšlenky nerovnoměrného lopatkování, teoreticky větší.



Obr. 5.5 Charakteristiky účinnosti –
kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

Experimentální měření proběhlo na vícestupňovém ponorném čerpadle. Konstrukce takového čerpadla zahrnuje také vratné kolo, které mohlo výrazně utlumit vliv nerovnoměrného lopatkování. Ponorné čerpadlo COSU bylo pro výzkum voleno z důvodu podpory společností EMP s.r.o., která čerpadlo pro výzkum poskytla a část výzkumu financovala. Pro další výzkum by mělo být voleno čerpadlo jednostupňové se spirálou, jehož konstrukce bude méně ovlivňovat vliv nerovnoměrné mříže.

6 NUMERICKÁ SIMULACE

Byla provedena série numerických simulací různých variant čerpadla. Byl simulován vždy pouze jeden pracovní stupeň, tedy pouze jedno oběžné kolo a jeden difuzor. Výstupní spirála nebyla řešena, protože se jedná o vícestupňové čerpadlo a účelem výpočtu bylo určit vliv kola a difuzoru, a nikoliv ztrát ve spirále, které jsou v případě čerpadla COSU významné.

Ze získaných dat byly určeny charakteristiky jednotlivých sestav. Tyto charakteristiky byly následně porovnány.

Numericky řešeny byly následující varianty:

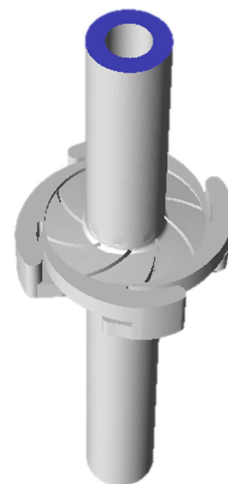
- OK_1 DIF_1 (původní sestava čerpadla COSU)
- OK_2 DIF_1 (původní difuzor s upraveným kolem na nižší průtok)
- OK_S DIF_1 (původní difuzor a stochastické kolo)
- OK_2 DIF_2 (nová sestava pro nízký průtok)

- OK_2 DIF_S (nové kolo a stochastický difuzor)
- OK_S DIF_S (sestava stochastického čerpadla)

Uvedené simulace měly vést k určení vlivu různých difuzorů za použití totožného kola, k učení vlivu různých kol při využití totožného difuzoru a vliv celé sestavy složené z dílů navržených na stejný pracovní bod.

Numerická simulace byla provedena za pomoci softwaru Ansys Fluent, síťování geometrie bylo provedeno pomocí programu Gambit.

Na obrázku 6.1 je ukázka sestavy čerpadla COSU zobrazené ve 3D v prostředí Ansys Fluent.



Obr. 6.1 Simulovaný stupeň čerpadla v prostředí Ansys Fluent

6.1 NASTAVENÍ VÝPOČTU

Výpočet byl řešen metodou moving mesh. Stacionární výpočet Multiple frame of reference nepřicházel v úvahu, vzhledem k velmi nestabilnímu proudění vlivem interakce rotoru a statoru. Metoda moving mesh je nestacionární a rotor se během výpočtu skutečně pohybuje. Podmínkou pro tento výpočet je vytvoření dvou stejných ploch mezi rotující a nerotující částí, a jejich následným spojením v programu Fluent pomocí podmínky Mesh interface.

Trojrozměrná výpočetní síť byla navržena dle požadavků stěnové funkce Non – Equilibrium Wall functions, která odpovídá potřebě programu Ansys Fluent.

Model turbulence byl nastaven dvou-rovnicový k-epsilon, typ realisable.

Vstupní okrajovou podmínkou byla nastavena rychlost – velocity inlet. Hodnota předepsané rychlosti odpovídá simulovanému průtoku při daném pracovním bodě. Na výstupu byla nastavena tlaková podmínka – pressure outlet, která byla předepsána na hodnotu 0 (Pro určení charakteristiky je zapotřebí určit tlakový rozdíl mezi vstupem a výstupem. Není potřeba znát skutečnou hodnotu tlaku nebo kavitační vlastnosti čerpadla.) Mezi jednotlivými částmi stupně čerpadla byla nastavena Interface.

Jako protékající médium byla nastavena voda, přestože je čerpadlo navrženo na čerpání chladicí kapaliny CNC strojů. Voda byla použita z důvodu podobnosti s chladicí kapalinou a také z důvodu experimentálních zkoušek měřících čerpadlo protékané taktéž pouze vodou, s nimiž bude případně účinnostní charakteristika srovnána.

Protože jde o výpočet nestacionární, byla jako časový krok nastavena doba o něco menší než otočení oběžného kola o 1° .

Aby bylo možné získat hodnoty potřebné pro výpočet bodů charakteristik čerpadla, bylo vytvořeno několik sběrných míst dat – statických tlaků a rychlostí.

Z důvodu nestacionárního proudění bylo nutné data zapisovat po každé iteraci a následně určit jejich průměrnou hodnotu.

6.2 VYHODNOCENÍ A VÝSLEDKY NUMERICKÉHO VÝPOČTU

Pro vykreslení charakteristiky měrné energie a účinnosti bylo vypočteno několik provozních bodů – bylo propočteno optimum a body pod optimumem a nad optimumem.

Pro výpočet jednotlivých pracovních bodů byly použity následující vzorce (6.1) a (6.2):

- pro výpočet měrné energie Y oběžného kola byl použit vzorec

$$Y = \frac{p_{s2} - p_{s1}}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \quad (6.1)$$

kde p_{s1} a p_{s2} jsou statické tlaky na vstupu a výstupu, v_1 a v_2 jsou rychlosti na vstupu a výstupu, ρ je hustota čerpané kapaliny.

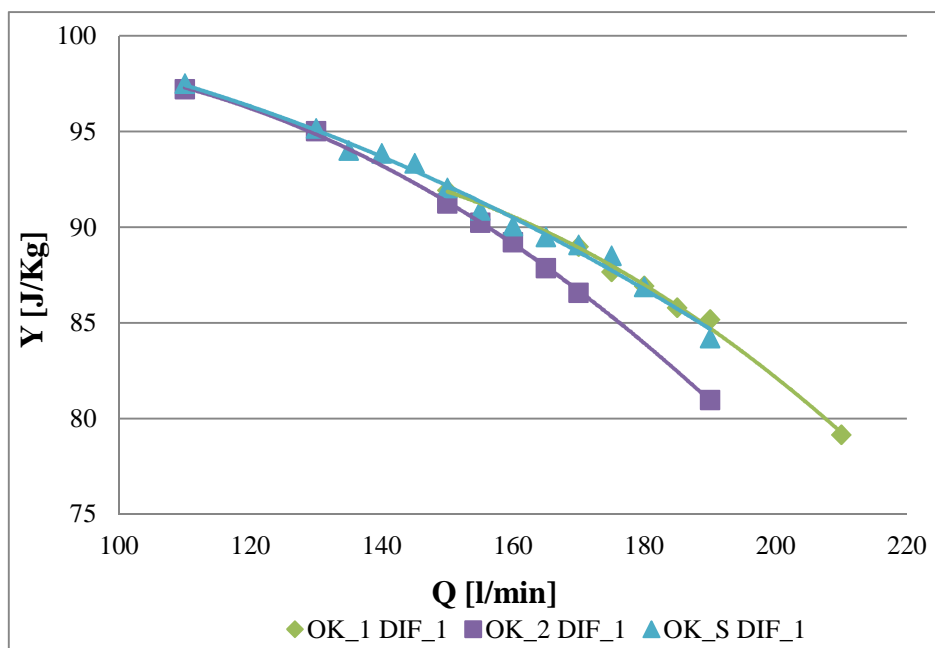
- pro výpočet účinnosti η_h byl použit vzorec

$$\eta_h = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{M \cdot \omega} \quad (6.2)$$

kde Q je průtok čerpadlem, Y je měrná energie čerpadla určená dle vzorce (6.1), M je moment působící na rotující oběžné kolo a $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ jsou úhlová rychlost, n jsou otáčky stroje.

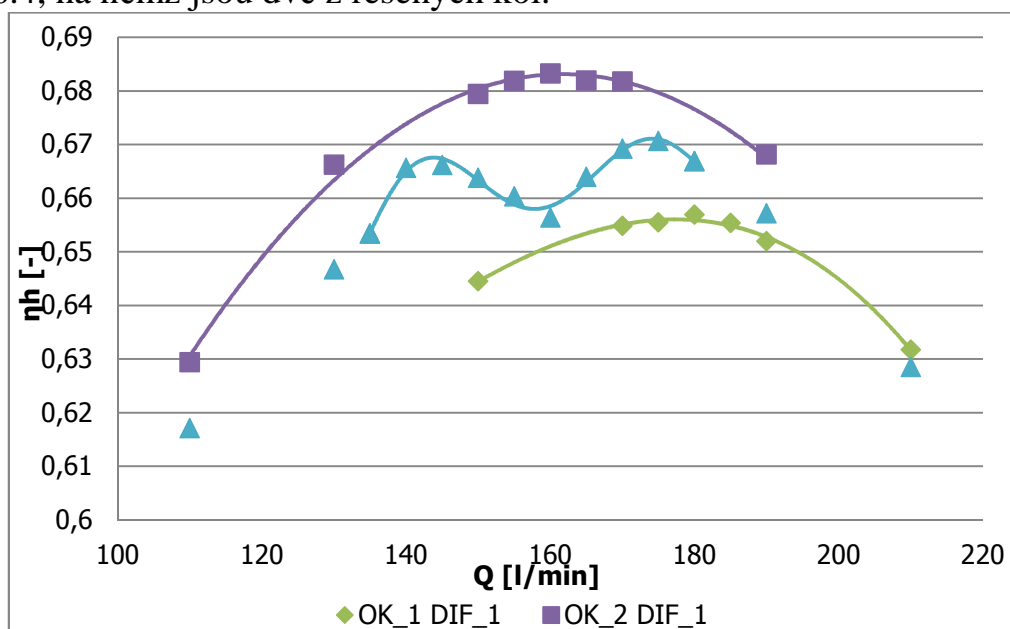
Stejně jako experimentální měření, také numerická simulace prokázala princip kompromisu způsobeného nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Vlivem volby modelu turbulence a volby stěnové funkce bylo nejspíše způsobeno, že numerická simulace posunula optima všech sestav do vyšších průtoků. Na porovnání charakteristik jednotlivých sestav a na potvrzení studovaného principu však nemá posunutí charakteristik vliv.

Křivky dopravních výšek nerovnoměrného čerpadla jsou mezi křivkami běžně navržených čerpadel na jeden pracovní bod. Stejně jak ukázalo experimentální měření je charakteristika měrné energie v případě použití nerovnoměrného oběžného kola OK_S téměř totožná s křivkou čerpadla s použitým oběžným kolem OK_1 na vysoký průtok (viz obr. 6.2). Nerovnoměrný difuzor křivku měrné energie snižuje a dostává ji tak mezi křivky čerpadel s běžně navrženými oběžnými koly.

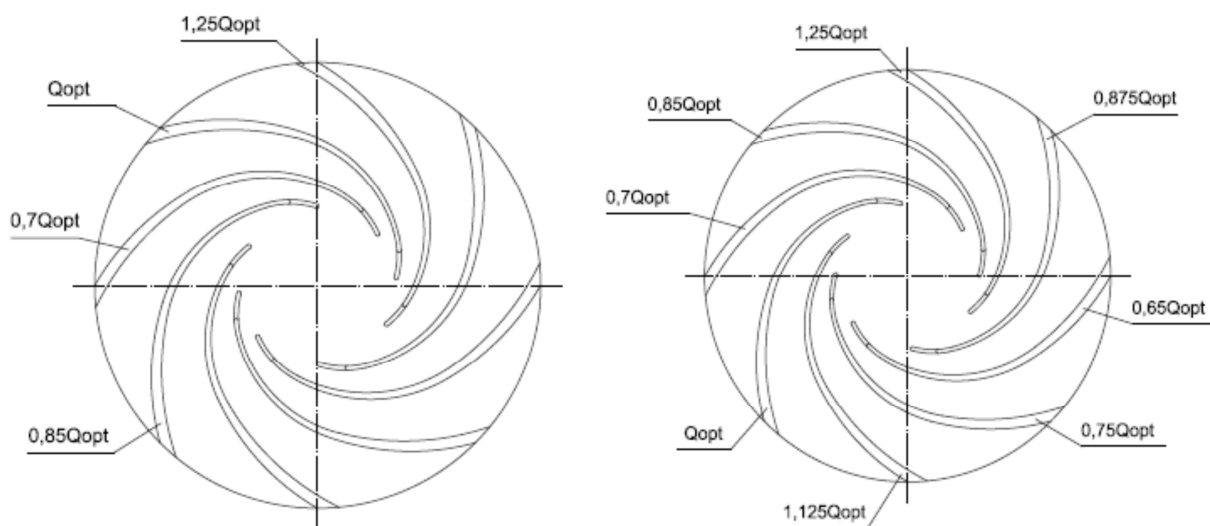


Obr. 6.2 Charakteristiky měrné energie – difuzor původní hydrauliky a různá oběžná kola

Charakteristika účinnosti čerpadla s oběžným kolem OK_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží je výrazně ovlivněna. Na obrázku 6.3 je vidět, že křivka má dva vrcholy maximálních účinností. Správnost tvaru této křivky potvrzuje měření na Moskevském energetickém institutu [7]. Jejich oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží bylo tvořeno z několika různých tvarů lopatek, jak ukazuje obrázek 6.4, na němž jsou dvě z řešených kol.

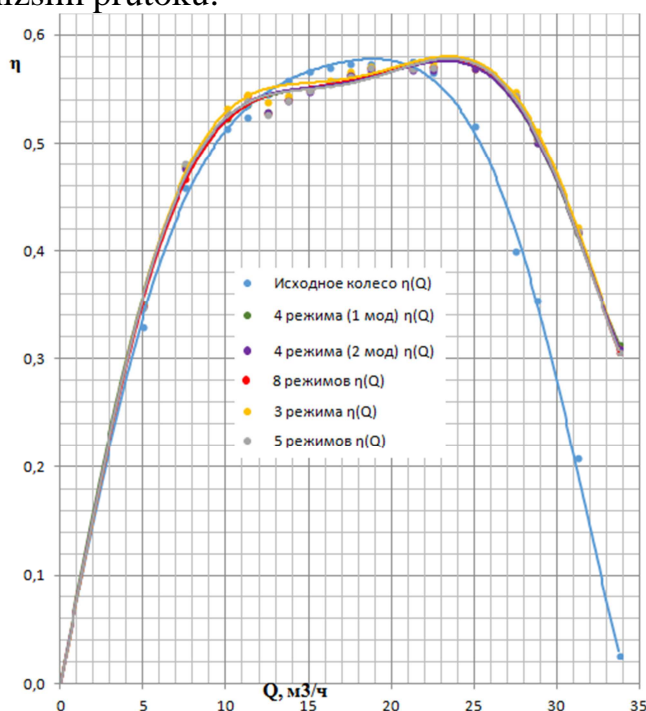


Obr. 6.3 Charakteristiky účinnosti – difuzor původní hydrauliky a různá oběžná kola



Obr. 6.4 Dvě varianty oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží, vyvíjené na Moskevském energetickém institutu [7]

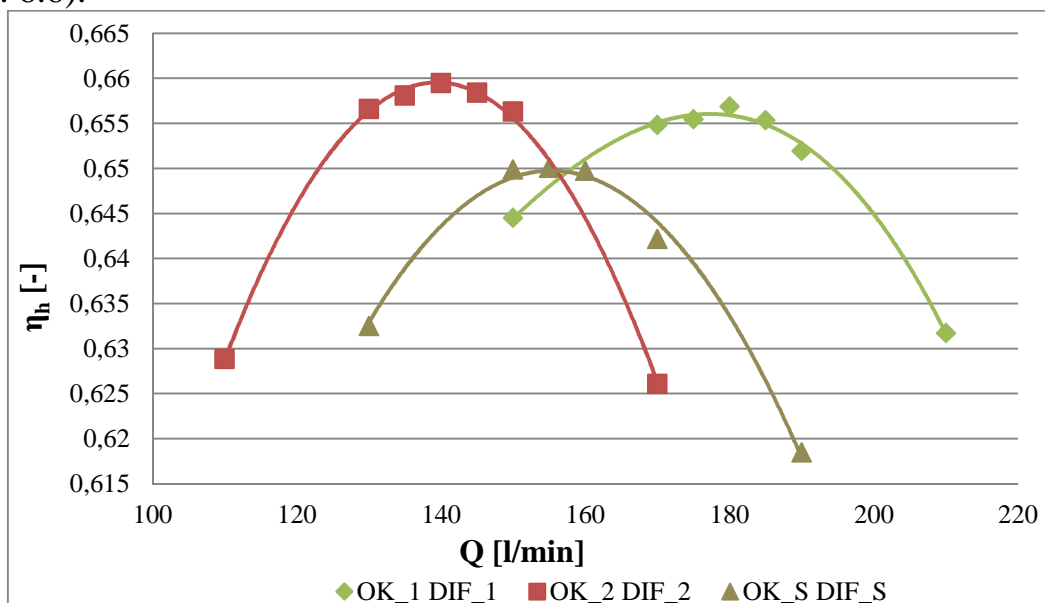
Na Moskevském energetickém institutu bylo provedeno experimentální měření čerpadel s nerovnoměrnou lopatkovou mříží a výsledná charakteristika účinnosti (viz obr. 6.5) má dva vrcholy s maximální účinností, stejně jako charakteristika účinnosti získaná z numerické simulace (obr. 6.3). Obě charakteristiky mají nižší účinnost u vrcholu v nižším průtoku.



Obr. 6.5 Charakteristika měrné energie čerpadla s nerovnoměrným oběžným kolem, experimentálně získaná na Moskevském energetickém institutu [7]

Difuzor DIF_S s nerovnoměrnou lopatkovou mříží takto neobvyklý tvar nepůsobuje, což podporuje teoretické odvození v kapitole 3.2.

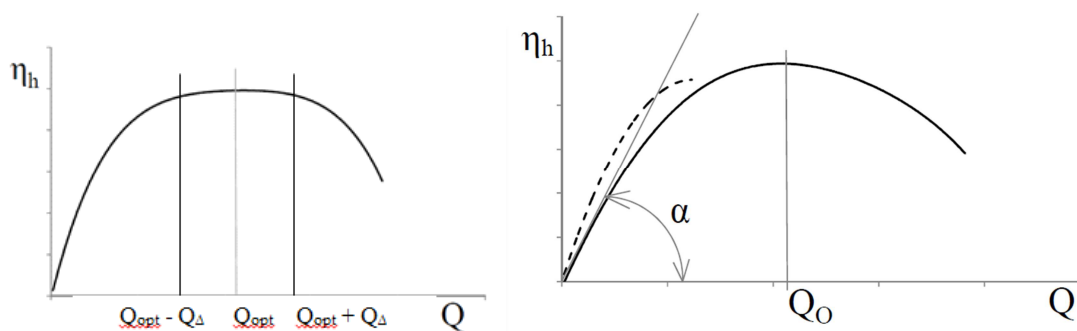
V případě použití difuzoru i oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží se vliv kola vyrušil a charakteristika má opět běžný tvar. Maximální účinnost tohoto čerpadla je v místě průniku charakteristik účinností zbylých dvou řešených čerpadel (viz obr. 6.6).



Obr. 6.6 Charakteristiky účinnosti – kombinace oběžného kola a difuzoru vždy na stejný návrhový bod

7 ROZŠÍŘENÍ PROVOZNÍHO PÁSMO STROJE [10]

Cílem použití nerovnoměrné lopatkové mříže je získání hydraulického stroje s velkou šířkou provozního pásma, ve kterém bude mít vysokou účinnost. Takovýto stroj má pak velmi plochou charakteristiku hydraulické účinnosti, jak je naznačeno na obrázku 7.1a.



a) ideální charakteristika b) charakteristika s vyznačeným úhlem α

Obr. 7.1 Charakteristika účinnosti stroje s širokým provozním pásmem

Má-li se dosáhnout širokého provozního pásma, je třeba konstrukci stroje provést tak, aby úhel α byl maximální (viz obrázek 7.1b), tedy aby tečna ke křivce účinnosti v závěrném bodě byla co nejstrmější.

$$\frac{\partial \eta_h}{\partial Q} = \operatorname{tg}(\alpha) \quad (7.1)$$

Odvození vychází z teorie o disipaci energie D a následujících základních vztahů pro hydraulickou účinnost η_h :

$$\eta_h = \frac{\rho Q Y}{\rho Q Y + 2D} \quad (7.2)$$

Z výrazu (7.4) vyplývá, že čím bude strmější charakteristika měrné energie, tím bude vyšší hodnota měrné energie v závěrném bodě Y_0 . Rovnice (7.3) říká, že čím vyšší bude Y_0 , tím strmější bude charakteristika účinnosti v závěrném bodě a tím také bude velký úhel α z obrázku 7.1b.

$$\frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{q=0} = \frac{\rho Y_0}{P_0} \quad \Rightarrow \quad Y_0 = \frac{P_0}{\rho} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{q=0} \quad (7.3)$$

$$Y_0 = - \frac{1}{\eta_{max}} \cdot Q_{\eta_{max}}^2 \cdot \frac{\partial Y}{\partial Q} /_{\eta_{max}} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial Q} /_{q=0} \quad (7.4)$$

Dle kandidátské práce [8] vypracované Františkem Tomášem se strmost charakteristiky měrné energie dá značně ovlivnit vstupním úhlem lopatek oběžného kola. „Provedené experimentální zkoušky prokázaly, že zvětšením vstupního úhlu β_1 a zvětšením prohnutí lopatky lze zvýšit hydraulický výkon čerpadel.“ [8] Výrazné zvětšení vstupního úhlu zvýšilo strmost tečny ke křivce účinnosti v závěrném bodě. Ale vždy jde o kompromisní řešení. Použitím velkého vstupního úhlu se sice rozšiřuje provozní pásmo čerpadla s vysokými účinnostmi, ale výrazně snižuje kavitační odolnost.

Vhodným návrhem oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží dle předchozích úvah lze zvýšit možnost velmi ploché charakteristiky účinnosti. Je tedy vhodné pokračovat ve výzkumu nerovnoměrné lopatkové mříže se zaměřením na vstupní úhly lopatek, kdy v jednom čerpadle budou lopatky s různým vstupním úhlem a s náběžnou hranou na různém poloměru.

8 ZÁVĚR

Cílem této disertační práce bylo prozkoumat možnosti využití nerovnoměrné lopatkové mříže pro rozšíření pásma průtoků s vysokými účinnostmi čerpadel. Pro účel tohoto výzkumu bylo navrženo nové oběžné a rozváděcí kolo s různými tvary lopatek umístěnými vedle sebe. Při návrhu nerovnoměrného kola bylo postupováno tak, že se navrhly dvě kola na dva různé průtoky, a to 110 a 150 l/min. Z těchto návrhů se vzaly tvary lopatek a položily se vždy střídavě za sebe, aby vytvořily tak jedno kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Jedno kolo tedy obsahuje dva druhy lopatek (kanálů), kdy každá lopatka je navržena na jiný provozní bod.

Předchozí výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže popsany v diplomové práci „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body“ se zabýval difuzorem. Výsledky numerické simulace jednoho difuzoru z čerpadla na ropu ukázaly, že vliv různého lopatkování může mít pozitivní výsledky. Proto byl v této práci nejprve navržen a experimentálně změřen difuzor s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Výsledné charakteristiky účinnosti a dopravní výšky ukázaly, že nerovnoměrný difuzor je kompromisním řešením mezi difuzory navrženými na jeden pracovní bod. Optimum nerovnoměrného difuzoru bylo přesunuto mezi optima běžně navržených difuzorů a došlo k drobnému rozšíření charakteristiky. Stochastický difuzor byl následně patentován jako užitný vzor. Rozšíření charakteristiky nerovnoměrného difuzoru nebylo příliš výrazné.

Princip nerovnoměrného lopatkování difuzoru byl odvozen teoreticky. Ten poukázal na vhodnou úpravu konstrukce nerovnoměrného difuzoru, která by mohla pozitivně ovlivnit účinnost čerpadla v oblastech mimo optimum. Difuzor je tvořen dvěma a více typy kanálů navrženými na různý průtok. V širším kanále jsou vlivem menších rychlostí menší ztráty než v kanále užším při totožném průtoku. Teorie využívá pro odvození myšlenku, že kapalina protéká difuzorem cestou nejmenšího odporu. Teoreticky by měla kapalina protékat ve větším množství kanálem s nižší ztrátou. To se ale kvůli konstrukci náběžných hran neděje a kapalina tak „nedobrovolně“ teče kanálem s velkou ztrátou více než by měla. Toto omezení pak způsobuje výrazné snížení účinnosti stochastického difuzoru. Navrhovanou úpravou nerovnoměrného difuzoru je navržen náběžných hran lopatek v různé vzdálenosti od oběžného kola tak, aby se podpořil průtok kapaliny širším kanálem s nižším koeficientem ztrát. Doporučením pro další výzkum nerovnoměrné lopatkové mříže je tedy úprava difuzoru popsána v kapitole 3.2.

V návaznosti na výsledky měření nerovnoměrného difuzoru, bylo navrženo také oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Po tomto návrhu a výrobě oběžného kola bylo přistoupeno k dalšímu měření, kdy se kombinovaly tři difuzory (nerovnoměrný a dva difuzory navržené na jeden pracovní bod, z nichž se nerovnoměrný skládá) a tři oběžná kola (také jedno nerovnoměrné a dvě běžně navržená). Bylo tedy provedeno celkem 9 měření různých sestav čerpadla. Měření

proběhlo na nově navržené měřicí trati, jejíž výroba byla financovaná z projektu Fondu vědy FSI.

Výsledky experimentálního měření dokázaly, že se čerpadlo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží, použité jak u oběžného kola, tak u difuzoru, chová dle předpokladu a dochází k rozšíření provozního pásma charakteristiky. Křivku dopravní výšky i účinnosti se pomocí nerovnoměrné lopatkové mříže podařilo posunout mezi křivky běžně navržených čerpadel, z jejichž lopatek se nerovnoměrná lopatková mříž skládá. Jde tedy o kompromisní řešení.

Čerpadlo s difuzorem s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má křivku měrné energie téměř přesně mezi křivkami běžně navržených čerpadel. Oběžné kolo s nerovnoměrnou lopatkovou mříží také posunuje křivku měrné energie mezi křivky běžných čerpadel, ale změna není vůči oběžnému kolu pro vysoký průtok téměř znatelná. Změna účinnosti je patrna nejvíce při použití nerovnoměrného difuzoru. Ten opět posunuje křivku mezi křivky běžně navržených čerpadel. Křivka se více přibližuje křivkám čerpadel s difuzorem navrženým na vysoký průtok a způsobuje tak mírné rozšíření pásma vysokých účinností (viz obr. 5.5). Pokud by byl navíc difuzor upraven dle úvahy uvedené výše, mohla by být změna účinnosti, ve prospěch myšlenky nerovnoměrného lopatkování, teoreticky větší.

Experimentální měření bylo provedeno na čerpadle COSU poskytnuté společností EMP s.r.o. ze Slavkova. Toto čerpadlo je konstruováno jako vícestupňové. Měřený jeden stupeň zahrnuje také vratné kolo, které může zásadně utlumit vliv nerovnoměrného lopatkování. Pro další výzkum nerovnoměrného lopatkování oběžného kola čerpadla by mělo být voleno čerpadlo jednostupňové se spirálou, jehož konstrukce bude méně ovlivňovat vliv nerovnoměrného lopatkování.

Navržené a měřené hydrauliky byly numericky simulovány. Stejně jako experimentální měření, také numerická simulace prokázala princip kompromisu způsobeného nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Charakteristika účinnosti čerpadla s oběžným kolem je nerovnoměrnou lopatkovou mříží výrazně ovlivněna. Na obrázku 6.3 je vidět, že křivka má dva vrcholy maximálních účinností. Správnost neobvyklého tvaru této křivky potvrzuje měření Moskevského energetického institutu. Charakteristika jejich oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží má také dva vrcholy s maximální účinností. Obě charakteristiky mají nižší účinnost u vrcholu v nižším průtoku.

Teoretické odvození rozšíření provozního pásma stroje bylo provedeno pomocí znalostí teorie disipace čerpadel. Odvození provedené v kapitole 6 říká, že čím bude strmější charakteristika měrné energie, tím bude vyšší hodnota měrné energie v závěrném bodě Y_0 . Odvození také říká, že čím vyšší bude Y_0 , tím strmější bude charakteristika účinnosti v závěrném bodě a tím také bude velký úhel náběhu charakteristiky účinnosti.

Dle kandidátské práce vypracované Františkem Tomášem se strmost charakteristiky měrné energie dá značně ovlivnit vstupním úhlem lopatek oběžného kola. Vhodným návrhem oběžného kola s nerovnoměrnou lopatkovou mříží dle předchozích úvah lze zvýšit možnost velmi ploché charakteristiky účinnosti. Je tedy vhodné pokračovat ve výzkumu nerovnoměrné lopatkové mříže se zaměřením na vstupní úhly lopatek, kdy v jednom čerpadle budou lopatky s různým vstupním úhlem a s náběžnou hranou na různém poloměru.

BIBLIOGRAFIE

- [1] EMP s.r.o. Slavkov u Brna, [Online]. Available: <http://www.emp-slavkov.cz/>. [Přístup získán 26 Leden 2016].
- [2] M. Haluza a F. Pochylý, „Návrh a hydraulické zkoušky laboratorního vzorku odstředivého čerpadla COS s otevřeným a uzavřeným kolem,“ v *VUT-EU-QR-02-04*, Brno, VUT, FSI, Odbor fluiního inženýrství V. Kaplana, 2004.
- [3] L. Dobšáková, „Hydraulický návrh difuzoru čerpadla pro dva provozní body,“ Diplomová práce, Brno, 2012.
- [4] V. Zymák, „Dynamika hydraulických systémů,“ ES VŠB, Ostrava, 1981.
- [5] L. Dobšáková, M. Haluza a R. Huzlík, *Měření charakteristik čerpadla COSU 1092-30 220V s použitím frekvenčního měniče*, Výzkumná zpráva č. VUT-EU13303-QR-11-13: VUT v Brně, Brno, 13.9.2013.
- [6] M. Nechleba a J. Hušek, *Hydraulické stroje*, Praha 1: Státní nakladatelství technické literatury, 1966.
- [7] В. с. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ, Автор, *Повышение энергоэффективности, надежности и долговечности гидравлического оборудования локальных Smart-систем водоснабжения*. [Performance]. Moskevský energetický institut, Presentace.
- [8] F. Tomáš, *Vliv velkého vstupního úhlu na parametry čerpadla s letmo uloženým radiálním oběžným kolem*, sv. Kandidátská práce, Brno: VUT, FSI, Katedra vodních strojů a automatizace, 1967.
- [9] J. Bláha a K. Brada, *Příručka čerpací techniky*, Praha: ČVUT, 1997.
- [10] F. Pochylý, „Rozšíření provozního pásma odstředivého čerpadla,“ Brno, VUT v Brně.

ŽIVOTOPIS

jméno a příjmení: Lenka Dobšáková
datum narození: 3.5 1988

Vzdělání

2012 - nyní: doktorské studium na VUT v Brně - Fakulta strojního inženýrství, obor Fluidní inženýrství na Energetickém ústavu

2010 – 2012 magisterské studium na VUT v Brně - Fakulta strojního inženýrství, obor Fluidní inženýrství na Energetickém ústavu

2007 – 2010 bakalářské studium na VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor Strojní inženýrství

2007 SOU Tradičních řemesel ukončené maturitou, obor Mechanik elektronik - slaboproud

Praxe v oboru

od září 2015 Sigma Group a.s. na pozici Asistent na oddělení hydraulických výpočtů

ABSTRAKT

Tato dizertační práce se zabývá studiem nerovnoměrné lopatkové mříže u odstředivých čerpadel. Vliv nerovnoměrné lopatkové mříže je zkoumána u oběžného i rozváděcího kola. Nerovnoměrné lopatkování kol čerpadla je v této práci zkoumáno z hlediska vlivu na účinnostní charakteristiku. Myšlenkou použití nerovnoměrného lopatkování je získání ploché účinnostní charakteristiky. Odstředivé čerpadlo by pak mohlo být používáno na větším rozsahu výkonů při dosažení dostatečně velké účinnosti.

Práce je založena na experimentální měření a numerické simulaci nerovnoměrných hydraulických prvků čerpadla. Nerovnoměrné oběžné kolo a rozvaděč byli pro tento výzkum nově navrženy. Pro měření bylo v rámci této práce potřeba navrhnout a sestavit novou měřicí trať malých ponorných čerpadel. Měření byly různé sestavy čerpadla s kombinacemi běžných návrhů hydraulik na jeden pracovní bod a hydraulik s nerovnoměrnou lopatkovou mříží. Všechna měření byla vyhodnocena a byly získány charakteristiky účinnosti, dopravní výšky a příkonu pro každou měřenou kombinaci.

Část sestav měřených experimentálně byla také numericky vypočtena pomocí programu Ansys Fluent. Z numerických výpočtů byla sbírána data potřebná pro vyhodnocení charakteristiky účinnosti a měrné energie pro každou řešenou sestavu.

Teoretické úvahy se týkají vlivu nerovnoměrné mříže u rozvaděče a vzniká tak doporučení, jak by bylo možné významně snížit ztráty v kanálech. Bylo také provedeno teoretické odvození způsobu, jak získat plochou charakteristiku účinnosti oběžného kola.