VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

STABILITA CHARAKTERISTIKY ODSTŘEDIVÉHO ČERPADLA

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. MARTIN KOLLÁR
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Prof.Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2011

ABSTRAKT

Předložená diplomová práce obsahuje teoretický rozbor charakteristik odstředíveho čerpadla, podmínky stability Y(Q) charakteristiky, výpočet charakteristiky $\beta_{č}(n_s)$, úpravy vedúce k stabilizaci spirálního telesa a oběžného kola, návrh spirály, obežného kola a následný výpočet v programe Fluent.

KLÍČOVA SLOVA

odsředivé čerpadlo, disipační funkce, spirální teleso, měrná energie, stabilizace , průtok

ABSTRACT

This master's thesis includes theoretical analysis of characteristics of a centrifugal pump, conditions of stability of Y(Q) characteristic, calculation of characteristics $\beta_{č}(n_s)$, modifications leading to stabilization of a spiral body and a runner, a design of the spiral, the runner and follow-up computation in Fluent program.

KEY WORDS

centrifugal pump, disipation function, spiral body, specific energy, stabilisation, flow rate

Bibliografické citácie

KOLLÁR, M. Stabilita charakteristiky odstředivého čerpadla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 63 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc..

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému Stabilita charakteristiky odstredivého čerpadla vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených na zozname.

……………………….

27. máj 2011 Bc. Martin Kollár

POĎAKOVANIE

Ďakujem vedúcemu diplomovej práce pánovi prof. Ing. Františkovi Pochylému, CSc. za cenné rady a pripomienky, ktoré mi poskytol pri vypracovávaní mojej diplomovej práce.

……………………….

27. máj 2011 Bc. Martin Kollár

OBSAH

Úvod

Cieľom diplomovej práce je stanovenie disipačnej funkcie v blízkosti záverného bodu a jej korelácia s návrhom tvaru špirálneho telesa a sacieho priestoru. Práca je zameraná na teoretickú a výpočtovú štúdiu stability Y(Q) charakteristiky.

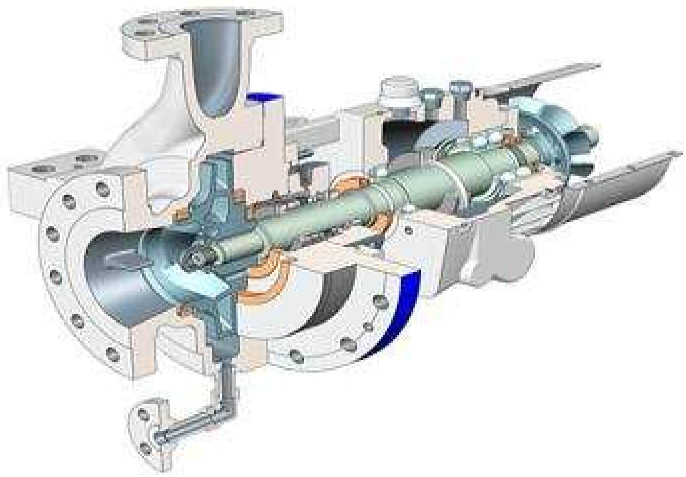
Závislosť mernej energie na prietoku je jednou zo základných charakteristík hydraulických strojov. Na základe priebehu Y(Q) charakteristiky môžeme určiť či sa čerpadlo nachádza v stabilnom alebo nestabilnom stave, či je charakteristika skutočná alebo ideálna. Skutočná charakteristika sa dosť často stáva aj nestabilnou, čo je nežiaduci stav. Preto sme sa v teoretickej časti diplomovej práce, aj za pomoci dostupných informacií, zamerali na objasnenie príčin, ktoré vedú k nestabilnej charakteristike a určili možností zamedzenia jej vzniku. K potvrdeniu týchto predpokladov použijeme skutočné namerané charakteristiky. Jednou z príčin vzniku nestability je nárast dispačnej funkcie. Z tohto dôvodu sme sa konkrétne zamerali na problematiku nárastu disipačnej funkcie v oblasti špirálneho telesa. Výsledkom by mal byť návrh možného riešenia, ktoré by viedlo k poklesu disipačnej funkcie. Vo výpočtovej študií sa pokúsime potvrdiť teoretické predpoklady aj za pomoci výpočtového programu Fluent.

Fluent je CFD program umožňujúci riešenie úloh z oblasti prúdenia, prenosu tepla a spaľovania. Riešiť je možné vnútorné i vonkajšie obtekanie v laminárnej i turbulentnej oblasti, spracovávať výpočty viacfázového prúdenia, prúdenia s voľnou hladinou i chemickými reakciami spolu s prenosom tepla. Program umožňuje stacionárnu, aj nestacionárnu analýzu 2D i 3D problémov a následnú vizualizáciu výsledkov.

Na záver práce sme zhodnotili dosiahnuté ciele a navrhli sme ďalšie možné postupy riešenia.

1. Odstredivé čerpadlá [3], [4], [8]

Odstredivé čerpadlá nazývané tiež hydrodynamické čerpadlá sú zariadenia, ktoré sa po elektromotore v praxi najčastejšie využívajú. Najvýznamnejším hydraulickým celkom čerpadla je obežné koleso a difúzorový rozvádzač, resp. špirála. K prenosu mechanickej energie dochádza pomocou rotačného pohybu kvapaliny, ktorý vytvárajú lopatky obežného kolesa.V obežnom kolese sa mení energia na potenciálnu (tlakovú) a kinetickú. Kinetický podiel hydraulickej energie sa v čerpadle mení na potenciálnu energiu. Táto premena je spojená s difúzorovými stratami.



Obr.1.1 Rez odstredivým čerpadlom

1.1 Základné vlastnosti odstredivých čerpadiel [4]

- Vyznačujú sa vysokým počtom otáčok. Preto sú vhodné na priame spojenie s rýchlobežným motorom.
- Prietok, tlak a príkon závisí len od fyzikálnych vlastností a otáčok čerpadla. Pre príkon a tlak sú určujúce ich charakteristiky. V dôsledku toho nemôže nastať preťaženie čerpadla vplyvom zvýšeného tlaku.
- Tlak, príkon a násavacia výška závisí len od prietoku pri daných otáčkach a vlastnostiach kvapaliny.
- Odstredivé čerpadlá vykazujú vysokú životnosť, spoľahlivosť a nízku hlučnosť.

1.2 Základné hydraulické parametre čerpadiel [4]

Prietok čerpadla Q [$m^3.s^{-1}$]

Je definovaný ako objem kvapaliny, ktorý čerpadlo dopraví do výtlačného hrdla na výstupe čerpadla za jednotku času.

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad [1.1]$$

Merná energia čerpadla Y [$J.kg^{-1}$]

Je definovaná ako čerpadlom na kvapalinu prenesená energia pripadajúca na jednotku hmotnosti čerpanej kvapaliny. Rovná sa teda prírastku špecifickej energie medzi vstupným a výstupným charakteristickým prierezom čerpadla.

$$Y = H \cdot g = Y_v - Y_s = \frac{p_v}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot y_2 - \left(\frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + g \cdot y_1\right) \qquad [1.2]$$

Príkon čerpadla P [W]
Je definovaný vzťahom

$$P = \frac{P_u}{\rho} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{\eta} \qquad [1.3]$$

Účinnosť čerpadla η [-]
Je definovaná vzťahom

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho \cdot Q \cdot Y}{P} \quad [-] \qquad [1.4]$$

1.3 Charakteristiky odstredivého čerpadla [1], [5], [9]

V praktických aplikáciach sa v charakteristikách čerpadiel používajú závislosti merná energia Y, príkon P, účinnosť η ako funkcie pretokov Q. Tvar charakteristiky podstatne závisí od typu čerpadla. Y(Q) charakteristiku považujeme za najdôležitejšiu.

Teoretická charakteristika pre nekonečný počet nekonečne tenkých lopatiek

Pre ideálnu kvapalinu (neviskóznu a nestlačiteľnú) s nekonečným počtom nekonečne tenkých lopát uvažujeme vzťah pre mernú energiu.

$$Y_{th\infty} = u_2^2 - \frac{u_2 \cdot Q_2}{S_2 \cdot \tan\beta_2} - u_1^2 + \frac{u_1 \cdot Q_1}{S_1 \cdot \tan\beta_1} \qquad [1.5]$$

Zmenou uhla β_2 dochádza k zmene priamky zobrazujúcej mernú energiu. Ak je uhol β_2>90° potom merná energia rastie. Ak je uhol β_2=90° merná energia sa nemení, je konštantná a ak je uhol β_2<90° dochádza k poklesu mernej energie.

Teoretická charakteristika pre konečný počet lopatiek so zanedbatelnou hrubkou

Ak uvažujeme čerpadlo s konečným počtom lopát, v ktorom prúdi neviskózna a nestlačiteľná kvapalina, dochádza k zníženiu mernej energie, pretože sa zníži zložka c_{u2}. Je to spôsobené tým, že dochádza k zmene tlakov a rýchlostí pri jednotlivých elementárnych vláknach. Pri uvažovaní lineárneho priebehu charakteristiky smerom nadol platí pre mernú energiu nasledujúci vzťah:

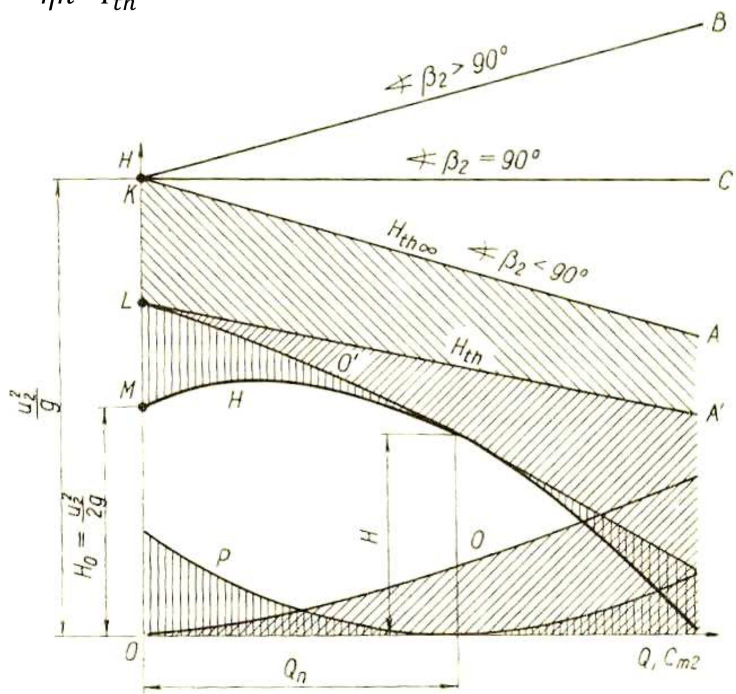
$$Y_{th} = u_2^2 - u_1^2 + Q \cdot K_a + K_b \qquad [1.6]$$

kde konštanta K_a mení sklon priamky a K_b posúva krivku smerom nadol oproti krivke pre nekonečný počet lopát.

Skutočná charakteristika

Platí pre viskóznu a stlačiteľnú kvapalinu. Skutočná merná energia je menšia než teoretická. Je to spôsobené vplyvom hydraulických strát.

$$Y = \eta h \cdot Y_{th}$$

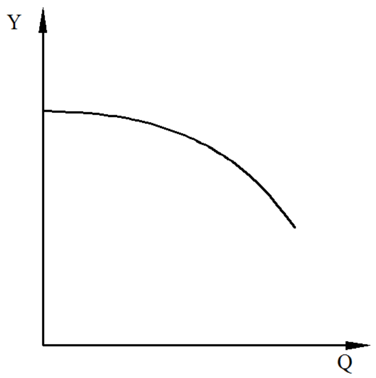


Obr.1.2 Zobrazenie skutočných a teoretických charakteristík

1.3.1 Stabilná Y(Q) charakteristika [2]

Y(Q) charakteristiku môžeme rozdeliť na dva typy, a to na stabilnú a nestabilnú charakteristiku. Stabilná Y(Q) charakteristika obr.1.3 sa vyznačuje stálym poklesom mernej energie v závislosti na prietoku.

$$\frac{\partial Y}{\partial Q} < 0 \quad [1.7]$$

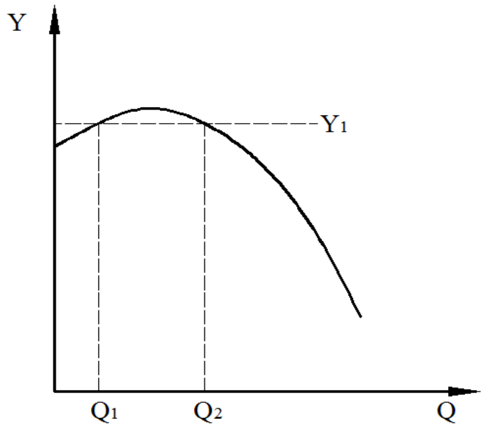


Obr.1.3 Stabilná Y(Q) charakteristika

1.3.2 Nestabilná Y(Q) charakteristika [2], [5]

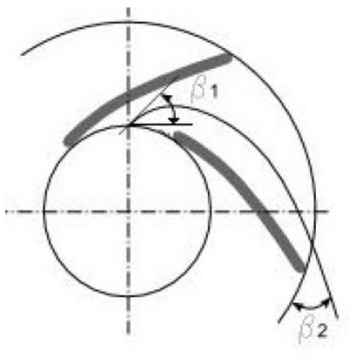
Nestabilná Y(Q) charakteristika sa vyznačuje nárastom mernej energie v čiastočnom rozsahu prietoku Q a to zvyčajne pri závernom bode.

$$\frac{\partial Y}{\partial Q} > 0 \qquad [1.8]$$



Obr.1.4 Nestabilná Y(Q) charakteristika

Z nestabilnej charakteristiky vyplýva, že existujú dva prietoky pre jednu mernú energiu. To však nie je možné. Hodnoty, ktoré vytvárajú charakteristiku sú časovo stredované. Nestabilita sa v skutočnosti prejavuje zvýšenými tlakovými a prietokovými pulzáciami, čo je nežiadúci stav. Príčiny nestabilty Y(Q) charakteristiky odstredivého čerpadla sú v zásade dve. Prvá z nich suvisí so vstupným a výstupným uhlom β_1, β_2.



Obr.1.5 Vstupný a výstupný uhol v lopatkovom kanáli

Druhým dôvodom sú hydraulické straty v priestore obežného kolesa, špirály a sacieho priestoru. Veľkosť hydraulických strát sa vyznačuje disipačnou funkciou definovanou ako

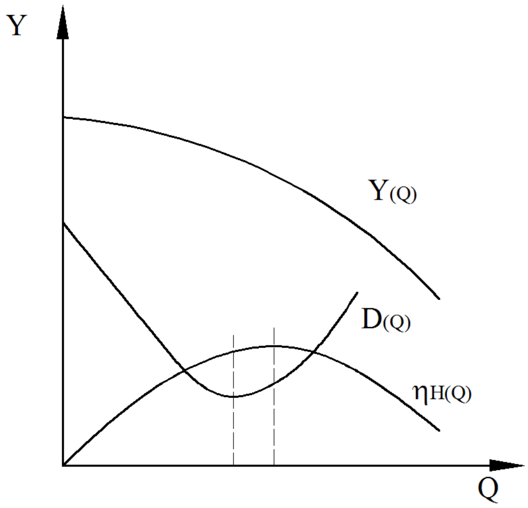
$$D_L = \frac{\eta}{2}\int_V \pi_{ij}\frac{\partial c_i}{\partial x_j}dV \qquad [1.9]$$

V - kontrolný objem pre určenie strát

Minimum disipačnej funkcie v závislosti na prietoku sa nachádza mimo oblasti optimálneho prietoku a teda maxima účinnosti (obr.1.6). Pri návrhu čerpadla je snaha o to, aby sa minimum disipačnej funkcie blížilo k optimálnemu bodu z dôvodu čo najnižších strát pri optimálnej prevádzke.

Hydraulická účinnosť je definovaná

$$\eta_h = \frac{1}{1+\frac{2D}{\rho Q Y}} \qquad [1.10]$$



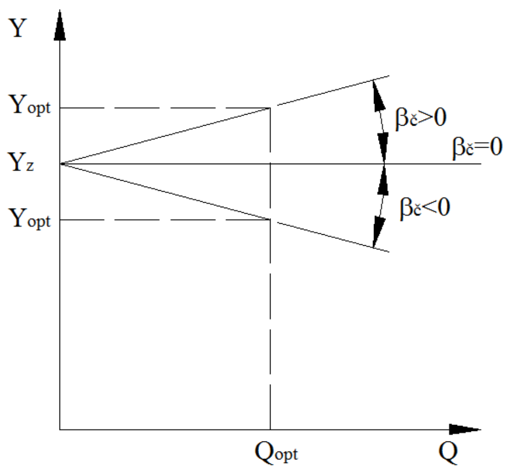
Obr.1.6 Priebeh disipačnej funkcie pre stabilnú Y(Q) charakteristiku

1.3.3 Medza stability

Pod pojmom medza stability rozumieme hranicu, ktorá oddeľuje stabilnú oblasť od nestabilnej. Pre medzu stability Y(Q) charakteristiky platí

$\beta_{Č} = 0$ - viď. obr.1.7 [1.11]

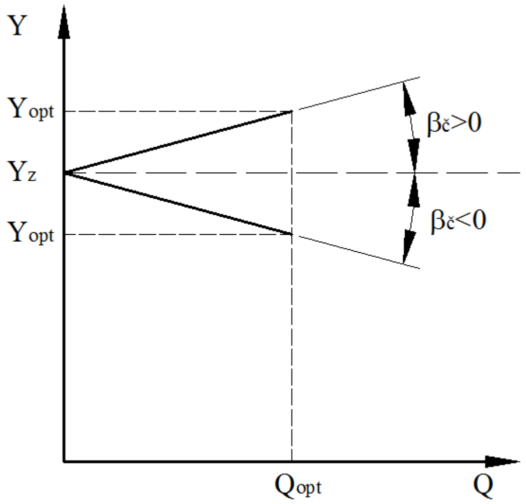
Y = konštanta [1.12]



Obr.1.7 Medza stability v Y(Q) charakteristike

2. Vyjadrenie a prepočet charakteristiky $\beta_Č$ (n_s), zobrazenie medznej vrstvy v závislosti na rôznych veličinách

V Y(Q) charakteristike uhol $\beta_Č$ predstavuje uhol medzi konštantnou mernou energiou v závernom bode a priamkou, ktorá je tvorená mernou energiou v závernom bode a v optimálnom bode. Ak je uhol $\beta_Č$ kladný jedná sa o nestabilnú Y(Q) charakteristiku. Záporný uhol $\beta_Č$ predstavuje stabilnú Y(Q) charakteristiku.



Obr.2.1 Zobrazenie uhla βč

Pri vytvorení charakteristiky βč(n_s) sme vychádzali z obvyklých vstupných hodnôt pre radiálne čerpadlo.Presné hodnoty sú uvedené nižšie. Najskôr sme uvažovali čisto radiálne obežne koleso. To znamená, že vstupná a výstupná šírka sú zhodné. Túto podmienku sme museli zmeniť, pretože ako je uvedené nižšie, nezodpoveda odvodenej podmienke stability.

2.1 Charakteristika βč(ns) pri zmene vstupnej šírky obežného kolesa

Konštantné vstupné hodnoty:

$n = 1450\ min^{-1} = 24{,}16\ s^{-1}$
$r_1 = 0{,}03$ m
$r_2 = 0{,}1$ m
z = 5

$b_2 = 0{,}03$m
$\beta_2 = 30°$
$\beta_1 = 19{,}26°$

Podmienka stability pre vstupnú šírku b_1

Z rovnice [2.1] vyplýva, že rozdiel medzi vstupnou a výstupnou mernou energiou v optimálnom bode musí byť menší ako rozdiel týchto energií v závernom bode.

$$Y_{opt2} - Y_{opt1} < Y_{z2} - Y_{z1} \qquad [2.1]$$

$$u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) - u_1^2 \cdot \left(1 - \frac{cm_1}{u_1 \cdot tg\beta_1}\right) < u_2^2 \cdot (\chi - 0) - u_1^2 \cdot (1 - 0) \qquad [2.2]$$

$$u_1 \cdot \frac{cm_1}{tg\beta_1} < u_2 \cdot \frac{cm_2}{tg\beta_2} \qquad [2.3]$$

$$cm_1 = \frac{Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot \tan\beta_1} \qquad [2.4]$$

$$cm_2 = \frac{Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan\beta_2} \qquad [2.5]$$

$$u_1 = r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \qquad [2.6]$$

$$u_2 = r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \qquad [2.7]$$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_1 \cdot Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_2 \cdot Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_2} \qquad [2.8]$$

$$\frac{b_1}{b_2} > \frac{tg\beta_2}{tg\beta_1} \qquad [2.9]$$

$$b_1 > b_2 \cdot \frac{tg\beta_2}{tg\beta_1} \qquad [2.10]$$

Vstupná šírka b_1 z podmienky stability

$$b_1 > b_2 \cdot \frac{tg\beta_2}{tg\beta_1} \Rightarrow b_1 > 0{,}0496 \text{ m} \qquad [2.11]$$

Voľba šírky b_1

$$b_1 = (0{,}03\,;0{,}04\,;\;0{,}05\,;0{,}06\,;0{,}07)$$

Vstupné a vystupné unášavé rychlosti

$$u_1 = r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0{,}03 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24{,}16 = 4{,}56\, m \cdot s^{-1} \qquad [2.12]$$

$$u_2 = r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0{,}1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24{,}16 = 15{,}18\, m \cdot s^{-1} \qquad [2.13]$$

Optimálny prietok Q_{opt} – viď tabuľka 2.1

$$Q_{opt} = b_1 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot r_1^2 \cdot n \cdot tg\beta_1 \qquad [2.14]$$

Stodolova korekcia χ

$$\chi = 1 - \frac{\pi \cdot \sin\beta_2}{z} = 1 - \frac{\pi \cdot \sin 30}{6} = 0{,}69 \qquad [2.15]$$

Výpočet výstupnej meridiálnej rýchlosti pre Q_{opt} – viď tabuľka 2.1

$$cm_2 = \frac{Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2} \qquad [2.16]$$

Teoretická merná energia pre konečný počet lopát pri optimálnom prietoku – viď tabuľka 2.1

$$Y_{opt} = u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) - u_1^2 + \left(\frac{Q_{opt} \cdot n}{b_1 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_1}\right) \qquad [2.17]$$

Teoretická merná energia pri nulovom prietoku

$$Y_z = u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) - u_1^2 + \left(\frac{Q_0 \cdot n}{b_1 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_1}\right) = u_2^2 \cdot \chi - u_1^2 = 369{,}97\, J/kg \qquad [2.18]$$

Uhol $\beta_č$ – viď tabuľka 2.1

$$\beta_č = arctg\,\frac{Y_{opt} - Y_0}{Q_{opt}} \qquad [2.19]$$

Výtlačná výška – viď tabuľka 2.1

$$H = 0{,}7 \cdot \frac{Y_t}{g} \qquad [2.20]$$

Špecifické otáčky – viď tabuľka 2.1

$$n_s = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \qquad [2.21]$$

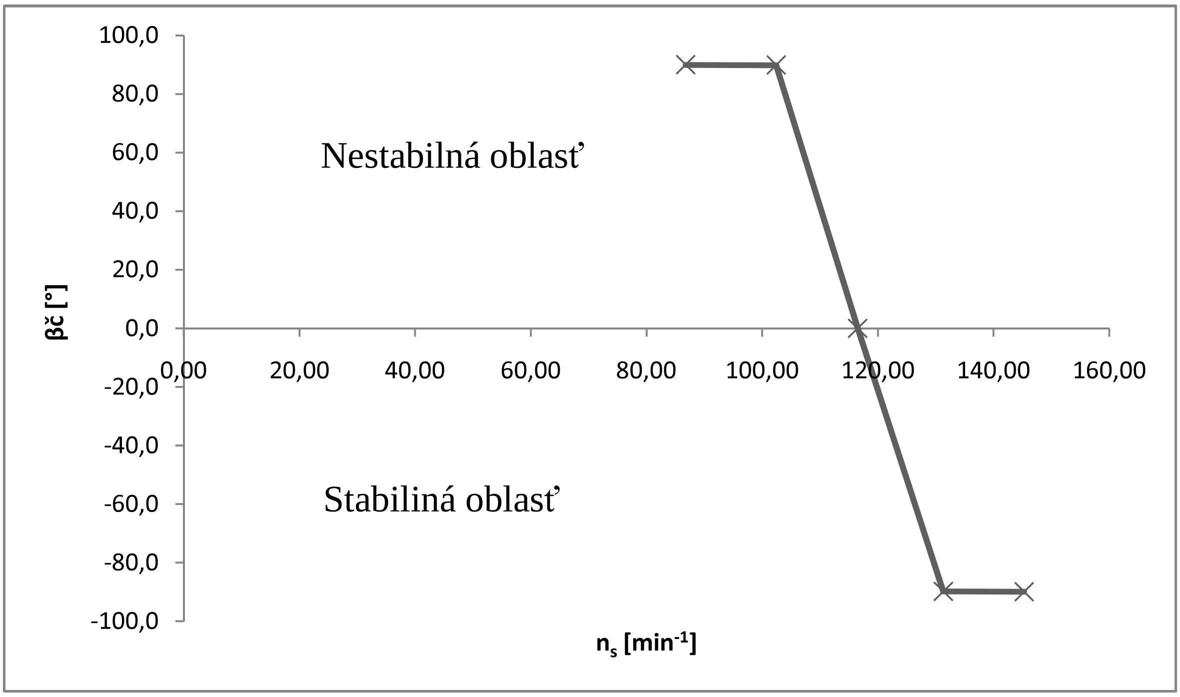
Vyjadrenie $\beta_č$ v závislosti na n_s

$$n_s = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q_{opt}}{\sqrt{H}}} \Rightarrow H = \sqrt[3]{\frac{3{,}65^4 \cdot n^4 \cdot Q_{opt}}{n_s^4}} \Rightarrow Y_{opt} = g \cdot \sqrt[3]{\frac{3{,}65^4 \cdot n^4 \cdot Q_{opt}}{n_s^4}}$$

$$\beta_č = arctg\,\frac{Y_{opt} - Y_0}{Q_{opt} - Q_0} = \frac{g \cdot \sqrt[3]{\frac{3{,}65^4 \cdot n^4 \cdot Q_{opt}}{n_s^4}}}{Q_{opt}} - \frac{u_2^2 \cdot \chi + u_1^2}{Q_{opt}} \qquad [2.22]$$

b_1 [m]	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
Q_{opt} [m^3/s]	0,0090	0,0120	0,0149	0,0180	0,0210
c_{m2} [m/s]	0,48	0,64	0,79	0,95	1,11
Y_{opt} [J/kg]	145,57	141,39	137,38	133,02	128,83
H [m]	10,39	10,09	9,80	9,49	9,19
$\beta_č$ [°]	89,9	89,8	0,0	-89,8	-89,9
n_s [min^{-1}]	86,78	102,42	116,50	131,31	145,28

Tabuľka 2.1



Obr.2.2 Závislosť uhla βč na špecifických otáčkach n_s

Z obr.2.2 je zrejmé, že k prechodu zo stabilnej na nestabilnú charakteristiku dochádza pri n_s = 116,5 min^{-1}. Pre nižšie špecifické otáčky sa stáva Y(Q) charakteristika čerpadla nestabilnou a pre vyššie n_s sa stáva stabilnou. Taktiež väčší rozdiel medzi vstupnou a výstupnou šírkou b dopomáha k stabilite Y(Q) charakteristiky.

2.2 Charakteristika βč(ns) pri zmene výstupného uhla lopatiek

Nasledujúci výpočet zobrazuje závislosť uhla $\beta_č$ na špecifických otáčkach n_s pri zmene výstupného uhla β_2.

Konštantné hodnoty

$n = 1450\ min^{-1} = 24{,}16\ s^{-1}$
$r_1 = 0{,}03$ m
$r_2 = 0{,}1$ m
$Q_{opt} = 0{,}015\ m^3/s$

$b_1 = 0{,}05$m
$\beta_1 = 19{,}26°$
z = 5

Premenné hodnoty

$\beta_2 = (25°, 30°, 35°)$
$b_2 = (0{,}01; 0{,}02; 0{,}03; 0{,}04; 0{,}05)$

Vstupné a vystupné obvodové rýchlosti

$$u_1 = r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0{,}03 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24{,}16 = 4{,}56\ m \cdot s^{-1} \quad [2.23]$$

$$u_2 = r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 0{,}1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 24{,}16 = 15{,}18\ m \cdot s^{-1} \quad [2.24]$$

Stodolova korekcia χ –výpočet - viď tabuľka 2.2

$$\chi = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_2}{z} \qquad [2.25]$$

Výstupná meridiálna rýchlosť - výpočet- viď tabuľka 2.2

$$cm_2 = \frac{Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2} \qquad [2.26]$$

Vstupná meridiálna rýchlosť

$$cm_1 = \frac{Q_{opt}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} = \frac{0{,}015}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}03 \cdot 0{,}05} = 1{,}592\ m/s \qquad [2.27]$$

Výtlačná výška – výpočet - viď tabuľka 2.2

$$H = 0{,}7 \cdot \frac{Y_t}{g} \qquad [2.28]$$

Teoretická merná energia pre konečný počet lopát pri optimálnom prietoku – tabuľky (2.2, 2.3, 2.4)

$$Y_{opt} = u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) - u_1^2 + \left(\frac{Q_{opt} \cdot n}{b_1 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_1}\right) \qquad [2.29]$$

Teoretická merná energia pri nulovom prietoku – tabuľky (2.2, 2.3, 2.4)

$$Y_z = u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) - u_1^2 + \left(\frac{Q_0 \cdot n}{b_1 \cdot \mathrm{tg}\,\beta_1}\right) = u_2^2 \cdot \chi - u_1^2 \qquad [2.30]$$

Uhol $\beta_č$ - výpočet - viďtabuľka 2.2

$$\beta_č = arctg\,\frac{Y_{opt} - Y_0}{Q_{opt}} \qquad [2.31]$$

Špecifické otáčky – výpočet - viď tabuľka 2.2

$$n_s = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \qquad [2.32]$$

c_{m2}	b_2	χ	H	βč	n_s	Y_{opt}	Y_z
m/s	m	-	m	°	min-1	J/kg	J/kg
2,387	0,010	0,734	6,536	-8,428	158,564	91,603	148,590
1,194	0,020	0,734	9,310	-2,697	121,618	130,472	148,590
0,796	0,030	0,734	10,234	-0,769	113,281	143,428	148,590
0,597	0,040	0,734	10,697	0,196	109,590	149,906	148,590
0,477	0,050	0,734	10,974	0,775	107,506	153,793	148,590

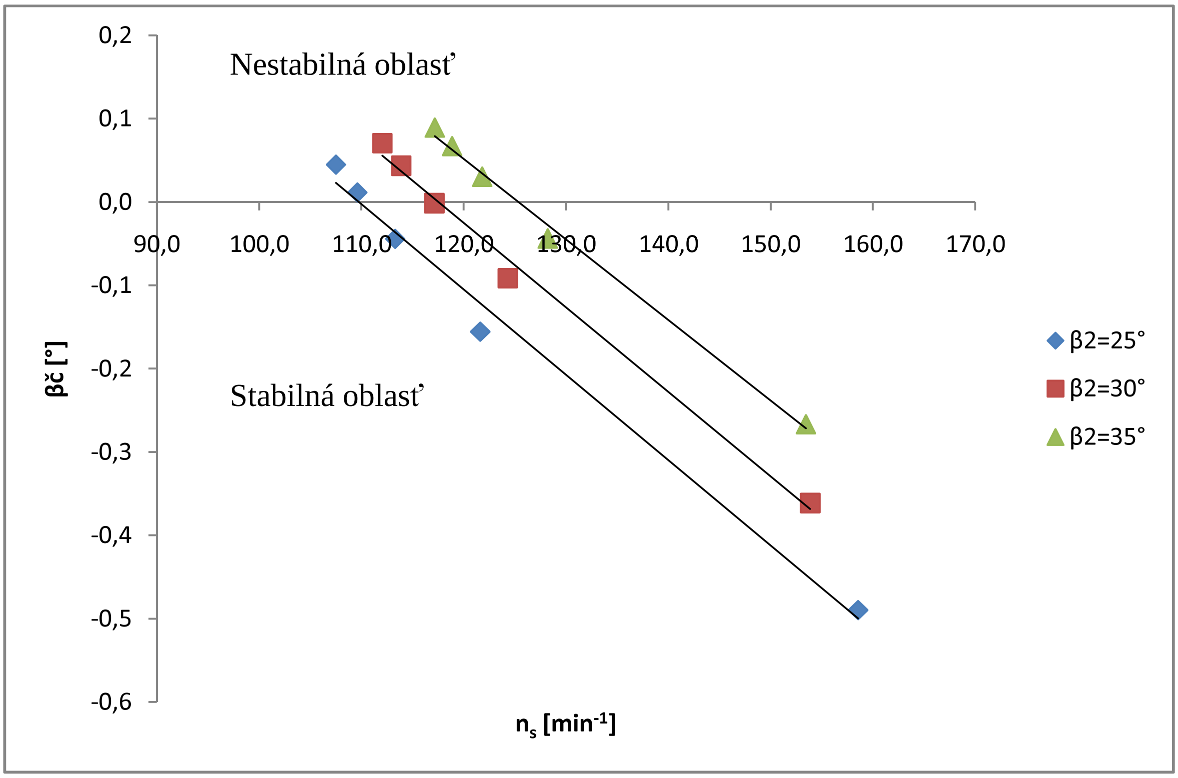
Tabuľka 2.2

c_{m2}	b_2	χ	H	$β_č$	n_s	Y_{opt}	Y_z
m/s	m	-	m	°	min-1	J/kg	J/kg
2,387	0,010	0,686	6,803	-6,237	153,874	95,344	137,380
1,194	0,020	0,686	9,043	-1,585	124,296	126,737	137,380
0,796	0,030	0,686	9,790	-0,027	117,116	137,202	137,380
0,597	0,040	0,686	10,163	0,753	113,874	142,434	137,380
0,477	0,050	0,686	10,388	1,220	112,027	145,573	137,380

Tabuľka 2.3

c_{m2}	b_2	χ	H	βč	n_s	Y_{opt}	Y_z
m/s	m	-	m	°	min-1	J/kg	J/kg
2,387	0,010	0,640	6,829	-4,611	153,442	95,702	126,721
1,194	0,020	0,640	8,676	-0,765	128,224	121,587	126,721
0,796	0,030	0,640	9,292	0,520	121,798	130,215	126,721
0,597	0,040	0,640	9,599	1,163	118,856	134,529	126,721
0,477	0,050	0,640	9,784	1,548	117,169	137,118	126,721

Tabuľka 2.4



Obr.2.3 Zobrazenie charakteristiky $β_č(n_s)$ pri zmene výstupného uhla lopatky $β_2$

Z obrázku 2.3 vyplýva,že pri konštantnom vstupnom uhle $β_1$ a zvyšujúcom sa výstupnom uhle $β_2$ dochádza k vyššej pravdebodobnosti nestability Y(Q) charakteristiky a k nárastu špecifických otáčok.

2.3 Zobrazenie medze stability pre rôzne veličiny

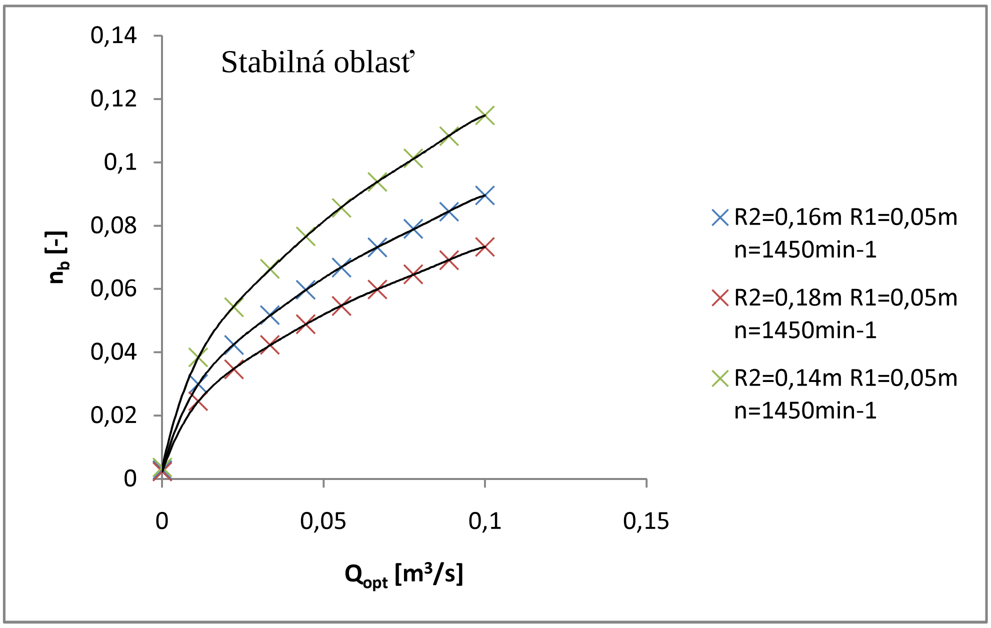
V nasledújúcej časti sú uvedené charakteristiky rôznych veličín, ktoré majú vplyv na stabilitu Y(Q) charakteristiky. Pre podobné parametre čerpadla môžu slúžiť ako hrubý odhad stability. Vychádzam zo vzťahu pre $\beta_{\check{C}} = 0$. Uvažujem ideálnu Y(Q) charakteristiku pre nekonečný počet nekonečne tenkých lopát.

$$\beta_{\check{C}} = 0 = \frac{Y_{opt} - Y_0}{Q_{opt}} = \left(\frac{n}{n_b}\right)^{\frac{4}{3}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{Q_{opt}}} - 4\pi^2 \cdot n^2 \cdot (R_2^2 \cdot \chi - R_1^2) \cdot \frac{1}{Q_{opt}} \qquad [2.33]$$

Vyjadrenie n_b v závislosti na Q_{opt}

$$n_b = \sqrt[4]{\left(\frac{\sqrt[3]{{Q_{opt}}^2}}{4 \cdot \pi^2 \cdot \sqrt[3]{n^2} \cdot (R_2^2 \cdot \chi - R_1^2)}\right)^3} \qquad [2.34]$$

Pre obrázok 1.8 platí, že nad krivkou sa nachádza oblasť stability. Čím je rozdiel medzi R_2 a R_1 menší, tým narastá oblasť stability. Pri vyšších špecifických otáčkach rastie pravdepodobnosť stabilného chodu.

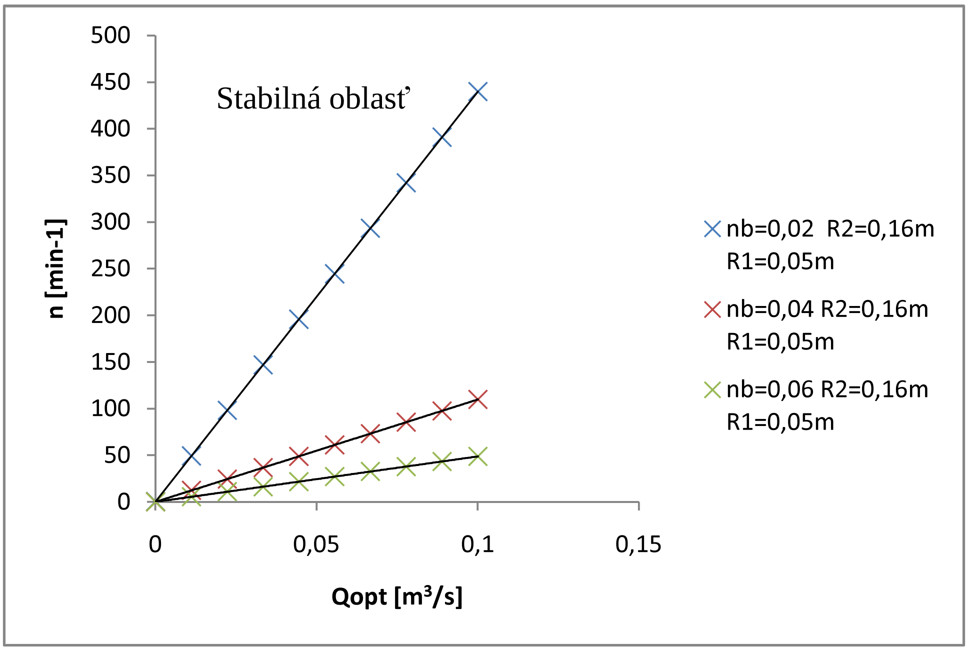


Obr.1.8 Charakteristika n_b(Q)

Vyjadrenie n v závislosti na Q_{opt}

$$n = \sqrt{\left(\frac{\sqrt[3]{Q^2}}{4\pi^2 \cdot (R_2^2 \cdot \chi - R_1^2) \cdot \sqrt[3]{n_b^4}}\right)^3} \qquad [2.35]$$

Pre obrázok 1.10 platí, že nad krivkou sa nachádza oblasť stability. Vyššie otáčky obežného kolesa podporujú stabilitu čerpadla.

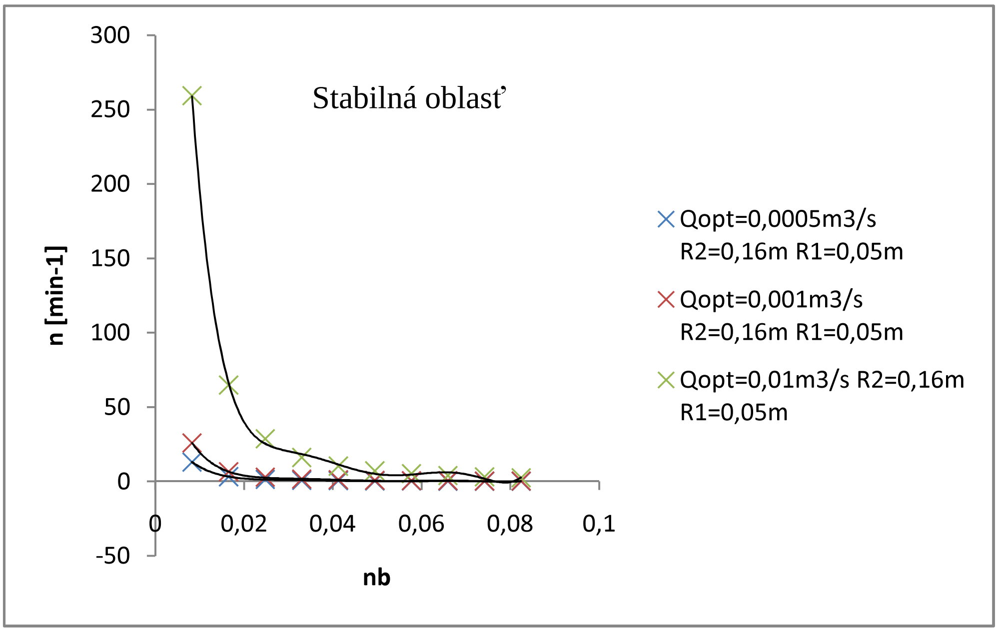


Obr.1.10 Charakteristika n(Q_{opt})

Vyjadrenie n v závislosti na n_b

$$n = \sqrt{\left(\frac{\sqrt[3]{Q^2}}{4\pi^2\cdot(R_2^2\cdot\chi - R_1^2)\cdot\sqrt[3]{n_b^4}}\right)^3} \qquad [2.36]$$

Pre obrázok 1.11 platí, že nad krivkou sa nachádza oblasť stability

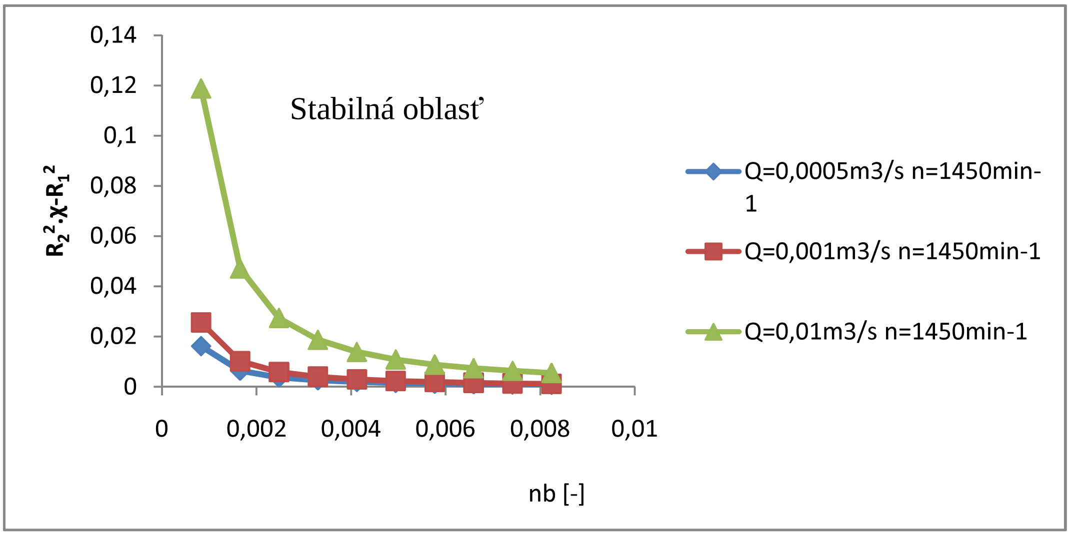


Obr.1.11 Charakteristika n(Q_{opt})

Vyjadrenie $R_2^2 \cdot \chi - R_1^2$ v závislosti na n_b

$$R_2^2 \cdot \chi - R_1^2 = \frac{\sqrt[3]{Q_{opt}{}^2}}{4\pi^2 . \sqrt[3]{n^2} . \sqrt[3]{n_b{}^4}} \qquad [2.37]$$

Pre obrázok 1.12 platí, že nad krivkami charakteristiky sa nachádza oblasť stability

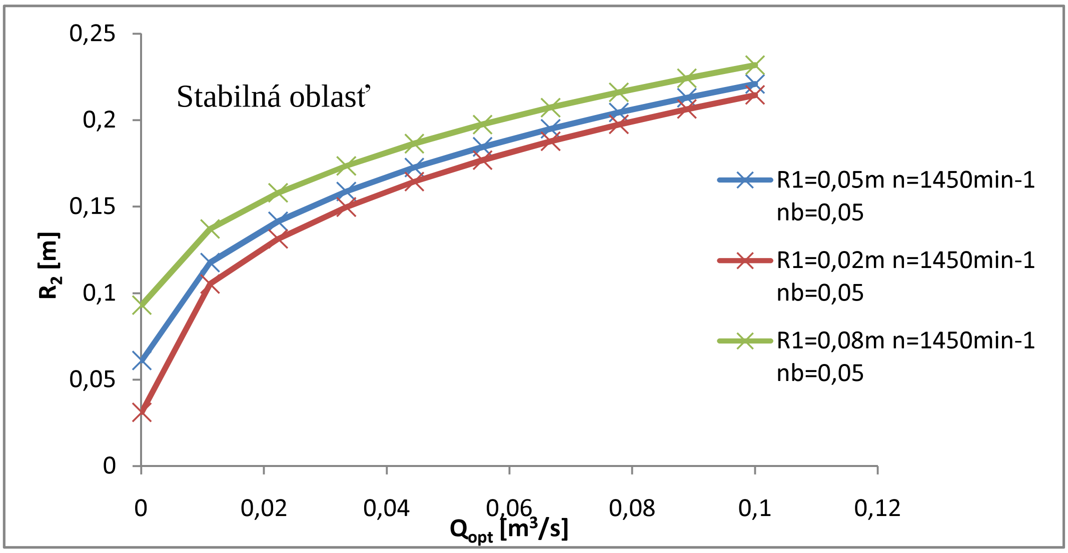


Obr.1.12 Charakteristika $R_2^2 \cdot \chi - R_1^2$ (n_b)

Vyjadrenie R_2 v závislosti na Q_{opt}

$$R_2 = \sqrt{\frac{1}{\chi} \cdot \left(\frac{\sqrt[3]{Q_{opt}^2}}{\sqrt[3]{n_b^4 \cdot 4 \cdot \pi^2 . \sqrt[3]{n^2}}} + R_1^2 \right)} \qquad [37]$$

Pre obr.1.13 platí, že nad krivkami charakteristiky sa nachádza stabilná oblasť. Zmena otáčok a prietoku nemá veľký vplyv na R_2.

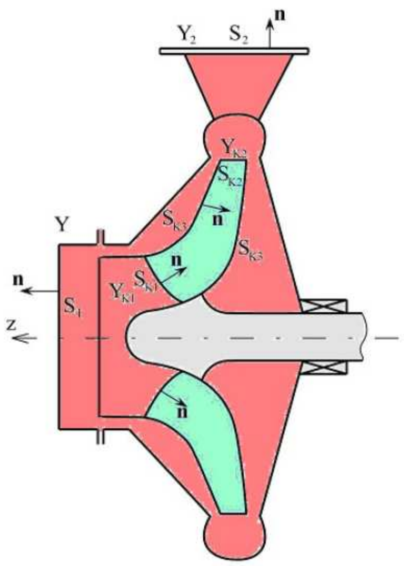


Obr. 1.13 Charakteristika $R_2(Q_{opt})$

3. Podmienky stability [2]

Vychádzame z obr. 3.1

S_1, S_2 - vstupná a výstupná plocha do čerpadla
S_{K1},S_{K2} - vstupná a výstupná plocha obežného kolesa
Y_1,Y_2 je - vstupná a výstupná merná energia kvapaliny v čerpadle
Y_{K1},Y_{K2} - vstupná a výstupná merná energia kvapaliny v obežnom kolese



Obr.3.1 Odstredivé čerpadlo v reze

3.1 Stanovenie podmienky stability pre disipačnú funkciu [2], [5]

Pri stanovení podmienok stability vychádzame z Navier-Stokesovej rovnice a rovnice kontinuity. Pre zjednodušenie uvažujeme vírivú nestlačiteľnú kvapalinu.

Navier-Stokosova rovnica v absolútnom súradnicovom systéme

$$\frac{\delta c_i}{\delta t} + \frac{\delta}{\delta x_i} \cdot \left(\frac{1}{2}|\vec{c}|^2\right) - \varepsilon_{ijk} \cdot c_j \cdot \Omega_k + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\delta p}{\delta x_i} + \nu \cdot \varepsilon_{ijk} \cdot \frac{\delta \Omega_k}{\delta x_j} = g_i \qquad [3.1]$$

Rovnica kontinuity pre nestlačiteľnú kvapalinu

$$div\ \vec{c} = \frac{\partial c_i}{\partial x_i} = 0 \qquad [3.2]$$

Lokálna merná energia sa delí na kinetickú, tlakovú a potenciálnu energiu.

$$Y = \frac{1}{2}|c|^2 + \frac{p}{\rho} - g.x = Y_2 - Y_1 \qquad [3.3]$$

Navier-Stoksova rovnica vo vektorovom tvare vyjadrená pomocou lokálnej mernej energie v absolútnom súradnicovom systéme

$$\frac{\partial c}{\partial t} + gradY - cx\Omega + vrot\Omega = 0 \qquad [3.4]$$

Uvažujeme stacionárne prúdenie, preto Navier-Stoksovu rovnicu upravíme na tvar

$$gradY - cx\Omega + vrot\Omega = 0 \qquad [3.5]$$

Po vynásobení rovnice [3.1] rýchlosťou a elementárnym objemom dostávame výkonovú rovnicu, ktorá má po zintegrovaní cez celý objem tvar

$$\rho(Y_2 Q - Y_1 Q) = \rho(Y_{K2} Q_k - Y_{K1} Q_k) + \frac{v}{2}\rho \int_S \; grad|c|^2 \cdot ndS - 2D_s \qquad [3.6]$$

Z rovnice [3.6] určíme stratový výkon, ktorý je rovný disipačnej funkcií v špirálnom telese

$$P_S = 2D_s = \rho v \int_V \frac{\partial c_i}{\partial xj}\frac{\partial c_i}{\partial xj} dV = \rho v \int_V \; c_{ij}\, c_{ij} dV \qquad [3.7]$$

Navier-Stoksova rovnica v relatívnom priestore má tvar

$$\rho\frac{\partial w}{\partial t} + \rho grad\left(\frac{|c|^2}{2} + \frac{p}{\rho} - g \cdot y\right) - \rho \cdot grad(uc_u) - 2wx(\omega + rotw) - \eta\Delta w = 0 \quad [3.8]$$

Rovnica kontinuity pre nestlačiteľnú kvapalinu

$$\frac{\partial w_i}{\partial y} = 0 \qquad [3.9]$$

Lokálna merná energia v obežnom kolese Y_K

$$Y_K = \frac{1}{2}|c|^2 + \frac{p}{\rho} - g.y \; = Y_{K2} - Y_{K1} \qquad [3.10]$$

Vynásobením Navier-Stoksovej rovnice v relatívnom priestore vektorom relatívnej rýchlosti kvapaliny a integráciou cez obor kvapaliny vo vnútri obežného kolesa dostávame celkovú mernú energiu.

$$\frac{\rho}{2}\int_V \frac{\partial}{\partial t}|\vec{w}|^2 dV - \rho\int_{S_{k1}\cup S_{k2}} Y_k \cdot \vec{w} \cdot \vec{n} dS_k + \rho\int_{S_{k1}\cup S_{k2}} u \cdot c_u \cdot \vec{w} \cdot \vec{n} dS_k - \frac{\eta}{2}\int_{S_{k1}\cup S_{k2}} grad|\vec{w}|^2 \cdot \vec{n} dS_k + 2D_k = 0 \qquad [3.11]$$

kde

$$2D_k = \eta \int_{V_k} \frac{\partial w_i}{\partial y_i}\frac{\partial w_i}{\partial y_j} dV_k \qquad [3.12]$$

Vo vzťahu [3.12] je vyjadrenie disipačnej funkciu, ktorá predstavuje straty vo vnútri obežného kolesa.

Celkový výkon sa rovná súčtu rovníc

$P = \rho Y Q = \rho(u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})Q + \frac{\eta}{2}\int_S \ grad|c|^2 \cdot ndS - \frac{\eta}{2}\int_S \ grad(|u|^2 - 2uc_u) \cdot ndS - (2D_S + 2D_K)$ [3.13]

Disipačná funkcia pre špirálne teleso a sanie

$D_S = \frac{\eta}{2} \cdot \left[\int_V \ rotc \cdot rotc \ dV + 2 \cdot \int_S \ (rotcxc)\, n \cdot dS + \int_S \ gradc^2 \cdot n \cdot dS\right]$ [3.14]

Disipačná funkcia pre obežné koleso

$D_K = \frac{\eta}{2} \cdot \left[\int_V \ rotw \cdot rotw \ dV + 2 \cdot \int_S \ (rotwxw)\, n \cdot dS + \int_S \ gradw^2 \cdot n \cdot dS\right]$ [3.15]

Pre odvodenie vzťahov k podmienkam stability Y(Q) charakteristiky uvažujeme lineárnu charakteristiku príkonu v závislosti na prietoku.

$P = \rho Q Y + 2D$ [3.16]

Príkon dvakrát zderivujeme podľa prietoku

$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 2\rho \frac{\partial Y}{\partial Q} + \rho \frac{\partial^2 Y}{\partial Q^2} + \frac{\partial^2}{\partial Q^2}(2D_S + 2D_K)$ [3.17]

Ak uvažujeme miesto záverného bodu a lineárny priebeh výkonu, potom platí nasledujúca podmienka stability

$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 2\rho \frac{\partial Y}{\partial Q} + \frac{\partial^2}{\partial Q^2}(2D_S + 2D_K)$ [3.18]

Pre zjednodušenie výrazu bude platiť

$2D_S + 2D_K = D$ [3.19]

$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 2\rho \frac{\partial Y}{\partial Q} + \frac{\partial^2}{\partial Q^2} D$ [3.20]

Jedná sa o lineárny priebeh, preto prvá derivácia je konštanta a druhá sa rovná 0.

$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 0$ [3.21]

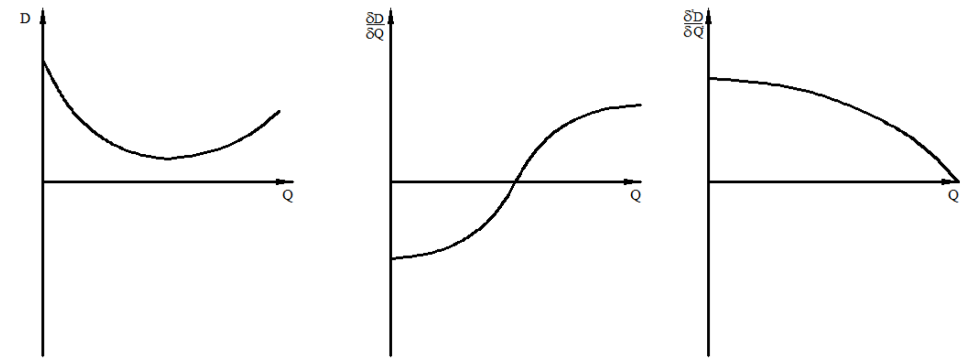
$2\rho \frac{\partial Y}{\partial Q} + \frac{\partial^2}{\partial Q^2} D = 0$ [3.22]

$\frac{\partial Y}{\partial Q} = -\frac{1}{2\rho}\frac{\partial^2 (2D_Q)}{\partial Q^2}$ [3.23]

Po dosadení do podmienky stability $\frac{\partial Y}{\partial Q} < 0$ platí

$$\frac{\partial^2 D_Q}{\partial Q^2} > 0 \ \cup \ \frac{\partial \mathrm{D}_Q}{\partial Q} < 0 \qquad [3.24]$$

Podmienka platí v blízkosti záverného bodu. Keď je charakteristika stabilná, druhá derivácia disipačnej funkcie v závislosti na prietoku musí byť kladná a prvá derivácia disipačnej funkcie podľa prietoku musí byť záporná.

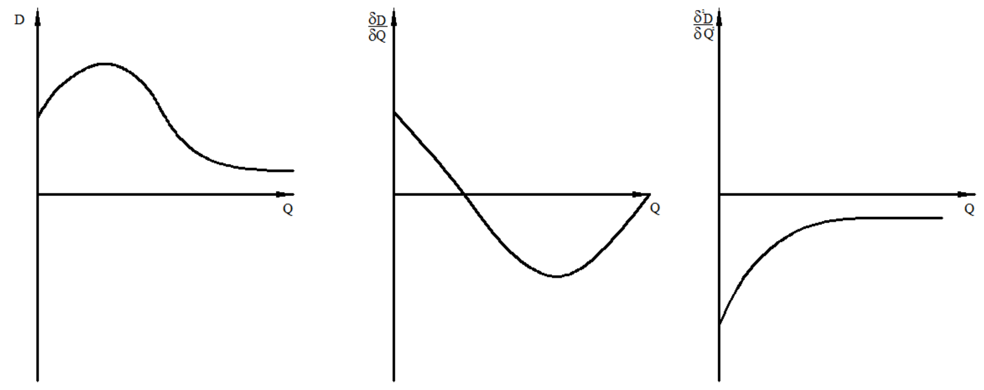


Obr.3.2 Priebeh derivácií pri stabilnej disipačnej funkcií

Po dosadení do podmienky nestability $\frac{\partial Y}{\partial Q} > 0$ platí

$$\frac{\partial^2 D_Q}{\partial Q^2} < 0 \ \cup \ \frac{\partial \mathrm{D}_Q}{\partial Q} > 0 \qquad [3.25]$$

Podmienka platí v blízkosti záverného bodu.



Obr.3.3 Priebehy disipačnej funkcie pre nestabilnú charakteristiku

Keď je charakteristika nestabilná, druhá derivácia disipačnej funkcie v závislosti na prietoku musí byť záporná. Zmena disipačnej funkcie v závislosti na prietoku je kladná.

3.1.1 Závislosť výstupného uhla na vstupnom uhle, vyjadrená pomocou vstupného a výstupného polomeru obežného kolesa [5]

Vychádzame zo vzťahu pre lineárny priebeh príkonu

$$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 0 \qquad [3.26]$$

$$\frac{\partial^2 P}{\partial Q^2} = 4 \cdot \rho \left(\frac{u_1}{S_{k1}} \cdot cotg\beta_1 - \frac{u_2}{S_{k2}} cotg\beta_2\right) + 2\eta \frac{\partial}{\partial n}\left(\frac{u_2}{S_{k2}} \cdot \frac{\beta_2'}{sin^2\beta_2} - \frac{u_1}{S_{k1}} \cdot \frac{\beta_1'}{sin^2\beta_1}\right) - \frac{\partial^2}{\partial Q^2}(2D_s + 2D_k) = 2\rho \frac{\partial Y}{\partial Q} = 0 \qquad [3.27]$$

Po ďalších úpravách dostávame

$$sin\beta_2 = \sin \beta_1 \sqrt{\frac{u_2\beta_2'}{u_1\beta_1'}} \qquad [3.28]$$

$$sin\beta_2 = \sin \beta_1 \sqrt{\frac{r_2\beta_2'}{r_1\beta_1'}} \qquad [3.29]$$

$$sin\,\beta_1 = sin\beta_2 \cdot \left(\frac{r_2\beta_2'}{r_1\beta_1'}\right)^{-\frac{1}{2}} \qquad [3.30]$$

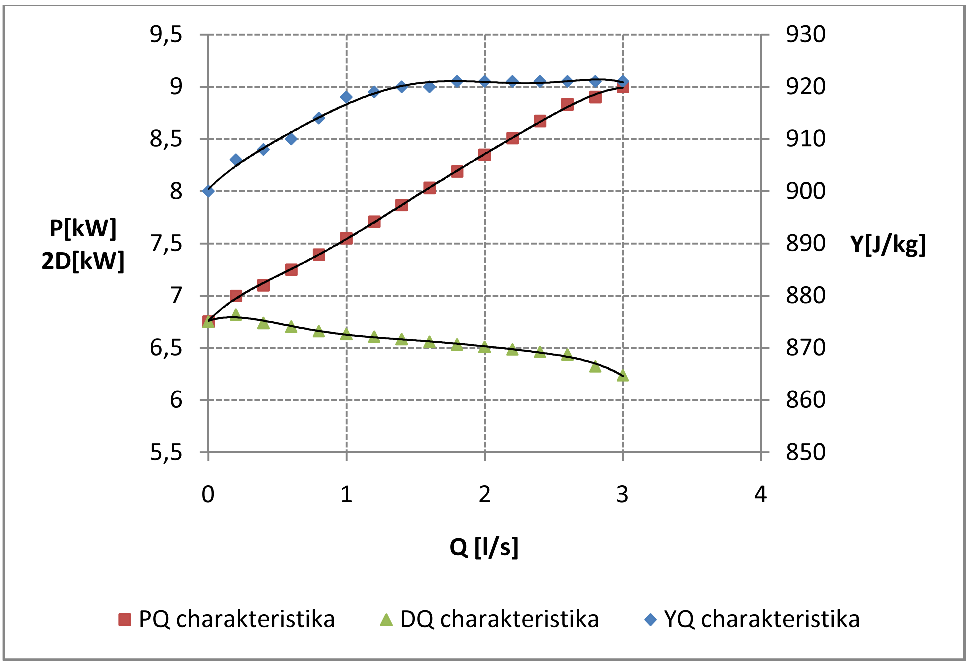
Zo vzťahu 3.30 vyplýva, že vstupný uhol závisí na uhle výstupnom, na deriváciach vstupného a výstupného uhla podľa prietoku a na vstupnom a výstupnom polomere obežného kolesa. Pre splnenie stability Y(Q) charakteristiky je potrebné dodržanie vzťahu 3.30

3.1.2 Zobrazenie priebehu disipačnej funkcie

Na obr.3.4 je zobrazené meranie (P,Y,Q) odstredivého čerpadla spoločnosti ISH&MSA čerpadla. V blízkosti záverného bodu dochádza k nárastu mernej energie so stúpajúcim prietokom. Jedná sa teda o nestabilnú charakteristiku. Priebeh disipácie som dopočítal pomocou vzťahu

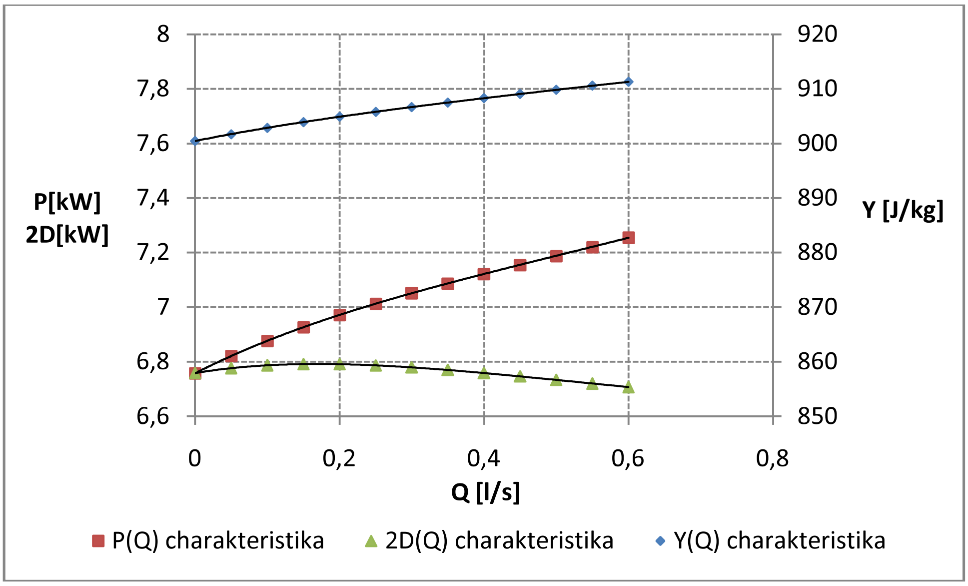
$$2D = P - \rho QY \qquad [3.31]$$

Vypočítaný priebeh disipácie zodpovedá podmienke nestability podľa vzťahu 3.31.



Obr.3.4 Priebeh nestabilnej charakteristiky disipačnej funkcie v závernom bode

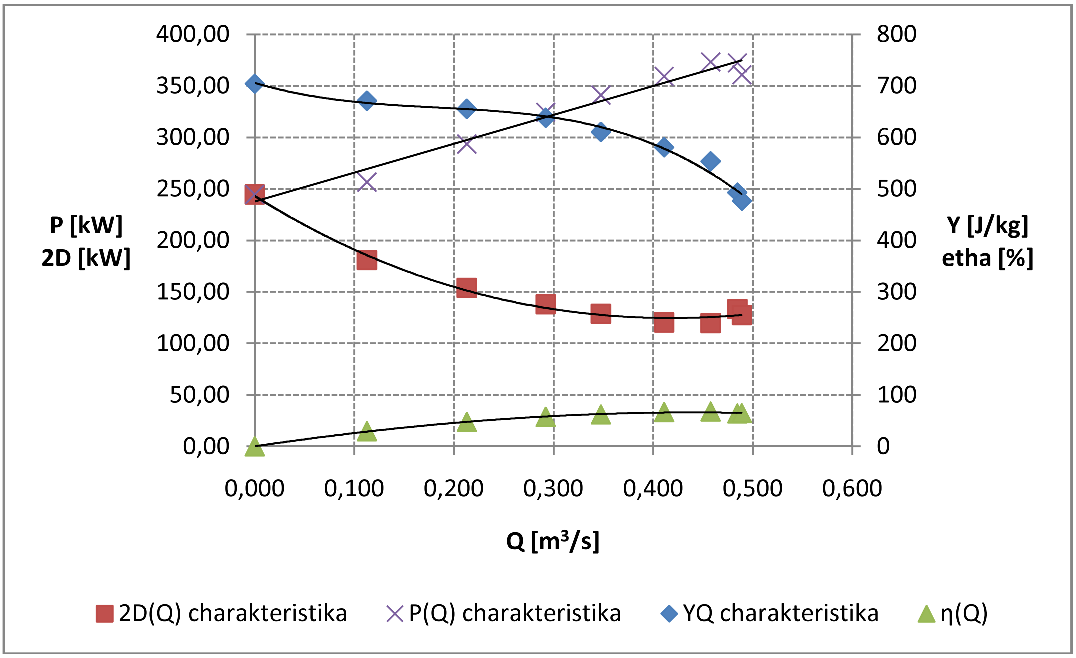
Pre lepšie zobrazenie nárastu disipačnej funkcie (obr.3.5) v závernom bode som preložil namerané body Y(Q) a P(Q) charakteristiky polynómom 6. stupňa. Získali sme regresné rovnice a z nich vypočítali ďalšie body Y(Q) a P(Q) charakteristiky. K týmto bodom sme dopočítali D(Q) charakteristiku.



Obr.3.5 Priebeh nestabilnej charakteristiky disipačnej funkcie v závernom bode

Pri malej miere nestability charakteristiky sa môže zdať, že v závernom bode dochádza k poklesu disipácie. Môže to byť spôsobené malým počtom nameraných bodov.

Na obr.3.6 je zobrazené meranie (P,Y,Q) so stabilnou charakteristikou odstredivého čerpadla. V blízkosti záverného bodu dochádza k poklesu mernej energie. Dopočítaný priebeh disipačnej funkcie zodpovedá podmienke stability pre disipačnú funkciu platí vzťah [3.31].



Obr.3.6 Priebeh stabilnej charakteristiky disipačnej funkcie v závernom bode

3.2 Stanovenie podmienky stability pre uhly β_1 a β_2 [2], [5]

Pri odvodení podmienky stability vychádzame z rovnice pre celkovú mernú energiu

$$Y = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} + \frac{1}{\rho Q}\left[\frac{\eta}{2}\int_{Sk3} grad|c|^2 \cdot ndS - \frac{\eta}{2}\int_{Sk1VSk2} grad(|u|^2 - 2uc_u)\cdot ndS_k - 2D\right] \qquad [3.32]$$

Z rovnice [3.26] môžeme vyjadriť $u_i.c_{ui}$ pre $i=1,2$

$$u_i c_{ui} = u_i^2 - \frac{u_i}{S_i}\frac{Q}{tg\beta_i} \qquad [3.33]$$

po zderivovaní podľa prietoku

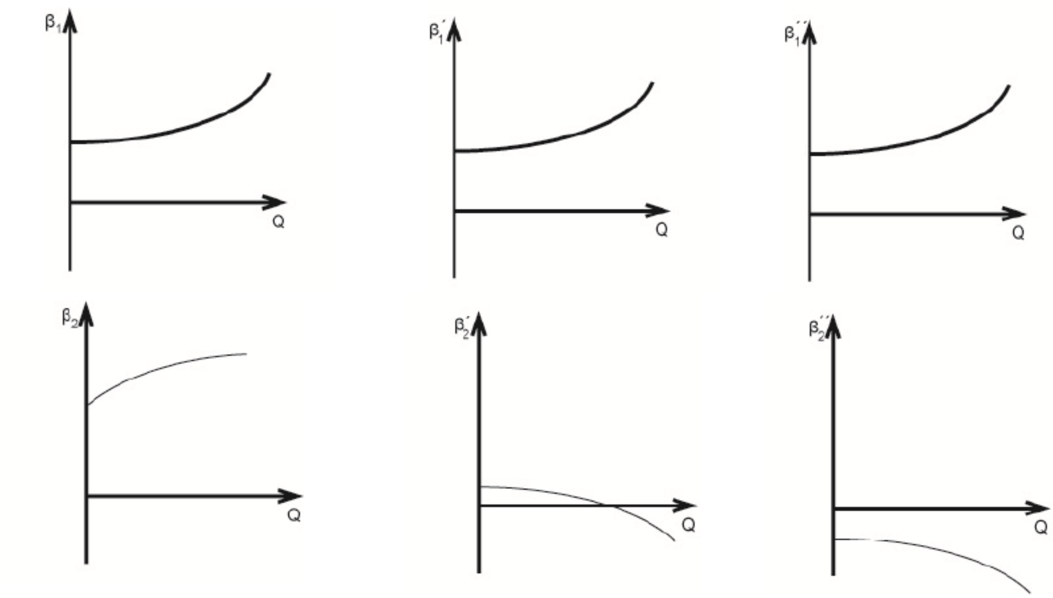
$$\frac{\partial}{\partial Q}(u_i c_{ui}) = -\frac{u_i}{S_i}\frac{cos\beta_i \cdot sin\beta_i - Q\frac{\partial \beta_i}{\partial Q}}{sin^2\beta} \qquad [3.34]$$

Pre $Q=0$ platí:

$$\frac{\partial}{\partial Q}(u_i c_{ui}) = \frac{u_i}{S_i}\frac{\frac{\partial^2 \beta_i}{\partial Q^2}}{\left(\frac{\partial \beta_i}{\partial Q}\right)^2} \qquad [3.35]$$

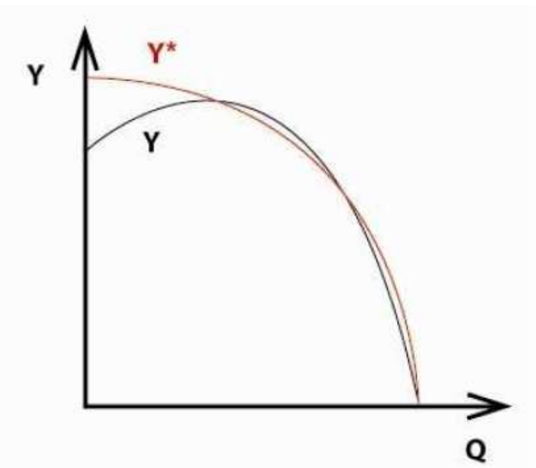
Takže po dosadení do podmienky pre stabilitu Y(Q) charakteristiky $\frac{\partial Y}{\partial Q} < 0$ dostaneme

$$\frac{\partial^2 \beta_2}{\partial Q^2} < 0 \cup \frac{\partial^2 \beta_1}{\partial Q^2} > 0 \qquad [3.36]$$



Obr.3.7 Závislosť vstupného a výstupného uhla na prietoku

Pre podmienky stability platí, že druhá derivácia vstupného uhla podľa prietoku musí byť kladná. Druhá derivácia výstupného uhla musí byť záporná. Z tejto podmienky stability vyplýva, že veľký výstupný uhol β_2 a malý vstupný uhol β_1 podporujú nestabilitu Y(Q) charakteristiky. Dodržanie týchto podmienok nám zvyšuje mernú energiu v blízkosti záverného bodu a prispieva k stabilizácií Y(Q) charakteristiky.



Obr.3.8 Stabilizácia Y(Q) charakteristiky

Y^* - merná energia pri dodržaní podmienky stabilty - 3.35
Y – pôvodná merná energia

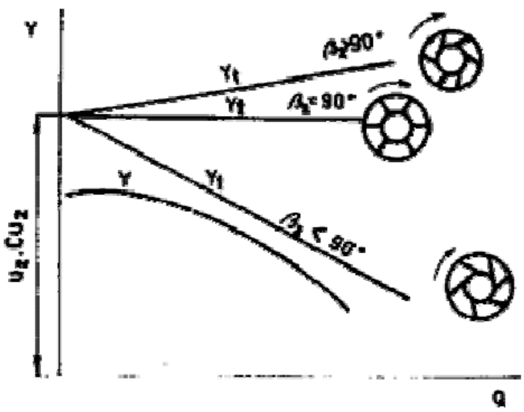
4. Úpravy Y(Q) charakteristiky

4.1 Vplyv vstupného a výstupného uhla na Y(Q) charakteristiku

4.1.1 Vplyv uhla β_2 [5]

V ďalšej časti budeme uvažovať vzťah pre mernú energiu, ktorý v sebe zahŕňa momenty a disipačnú funkciu. Tieto členy menia lineárny priebeh Y(Q) charakteristiky na nelineárny priebeh. Uhol β_2 má vplyv na stabilitu Y(Q) charakteristiky.

$$Y = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} + \frac{1}{\rho Q}\left[\frac{\eta}{2}\int_{S_{k3}\cup S_1\cup S_2} grad|\vec{c}|^2 \vec{n}\, dS - \frac{\eta}{2}\int_{S_{k1}\cup S_{k2}} grad(|\vec{u}|^2 - 2uc_u)\vec{n} dS_k - (2D_s + 2D_k) - \frac{1}{2}\int_V \frac{\delta}{\delta t}|\vec{w}|^2 dV\right] \qquad [4.1]$$

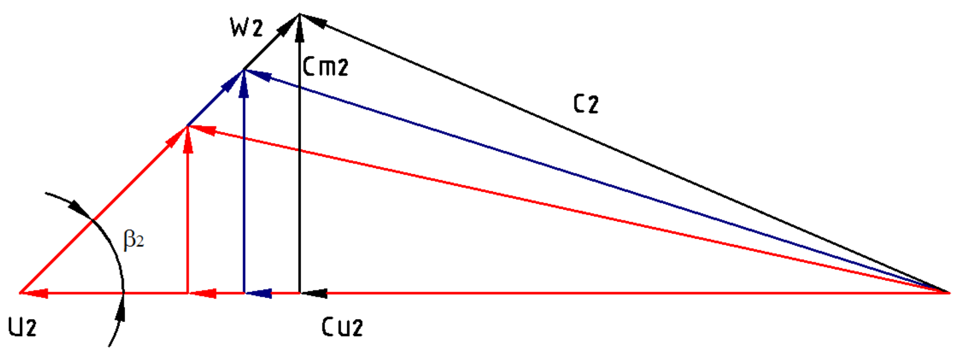


Obr.4.1 Teoretická a skutočná Y(Q) charakteristika

4.1.2 Vstupný a výstupný uhol sa nemení v závislosti na prietoku [5]

Ak uvažujeme, že sa vstupný a výstupný uhol nemení pri zmene prietoku $\frac{\partial\beta_1}{\partial Q} = 0$, $\frac{\partial\beta_2}{\partial Q} = 0$, potom rovnicu pre mernú energiu môžme vyjadriť v tvare

$$Y = u_2^2 - u_1^2 + Q\cdot(u_2\cdot K_2 - u_1\cdot K_1) \qquad [4.2]$$



Obr.4.2 Rýchlostný trojuholník pri meniacom sa uhle

Čím je menší prietok, tým je väčšia obvodová zložka rýchlosti c_{u2}. Q>Q>Q.
Merná energia je maximálna v závernom bode, kde je prietok nulový a c_{u2} zložka dosahuje približne hodnotu u_2.

4.1.3 Vstupné a výstupné uhly sú navzájom previazané [5]

Ak uvažujeme, že vstupné a výstupné uhly sa menia, ale sú vzájomne previazané a nemenia sa v závislosti na prietoku. Ak sa zmení jeden uhol zmení sa aj druhý potom vo vzťahu pre teoretickú mernú energiu predstavuje zátvorka konštantu K.

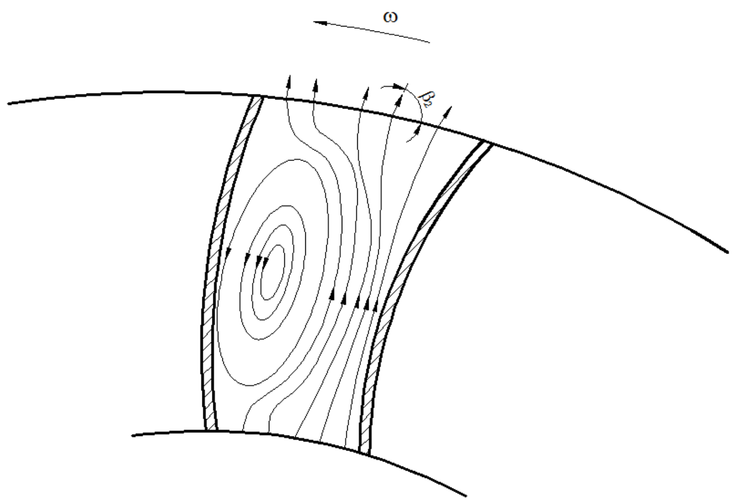
$$Y = u_2^2 - u_1^2 + Q\left(\frac{u_2}{S_2}cotg\beta_2 - \frac{u_1}{S_1}cotg\beta_1\right) \qquad [4.3]$$

$$Y = u_2^2 - \mathrm{u}_1^2 + \mathrm{Q} \cdot \mathrm{K} \qquad [4.4]$$

Previazanosť β_2 a β_1 je možné reálne uskutočniť, ak je medzilopatkový kanál obežného kolesa dostatočne krátky a nedochádza v ňom k zrovnomerneniu prúdenia. Ak je kanál dostatočne dlhý, dochádza k zrovnomerneniu prúdenie. Vstupný uhol neovplyvnuje výstupný uhol, na výstupe dostávame rovnaký obraz prúdnic.

4.1.4 Vstupný a výstupný uhol sa menia v závislosti na prietoku [5]

Ak uvažujeme, že vstupný a výstupný uhol sa mení v závislosti na prietoku, potom platí $\frac{\partial\beta_1}{\partial Q} \neq 0$, $\frac{\partial\beta_2}{\partial Q} \neq 0$. V medzilopatkovom kanále môže dochádzať k tvorbe víru v mieste sacej strany lopatky v prípade, že sa čerpadlo náchadza v oblasti mimo optimálneho bodu.
V blízkosti víru dochádza k približovaniu prúdnic a za vírom k následnému vzďaľovaniu, čo má za následok zmenu vstupného a výstupného uhla kvapaliny z obežného kolesa. Zmena uhlov β_1 a β_2 v závislosti na prietoku Q patrí medzi najreálnejšie varianty.

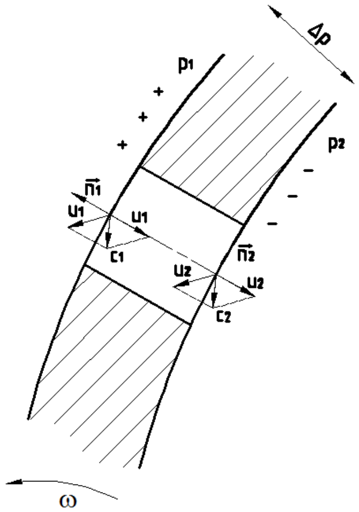


Obr.4.3 Vír v medzilopatkovom priestore

4.2 Úpravy obežného kolesa vedúce k zvýšeniu stability Y(Q) charakteristiky

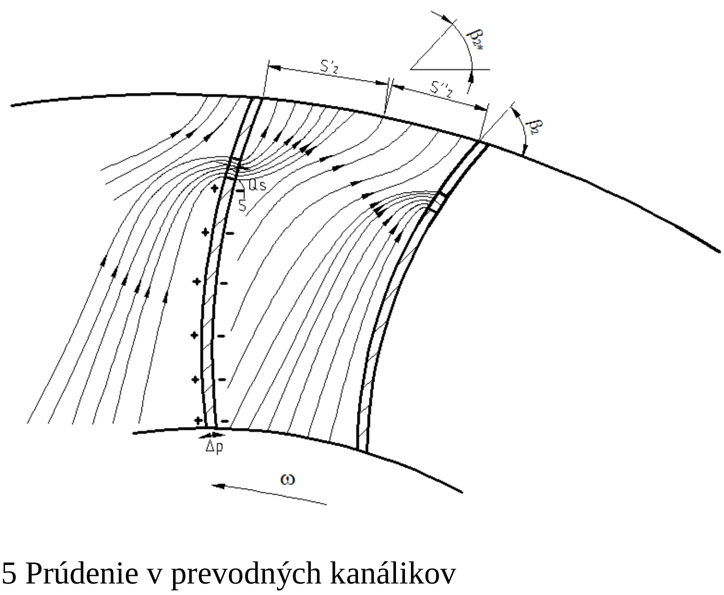
4.2.1 Prevodné kanáliky [5]

Medzi tlačnou a sacou stranou sa na lopatke vytvára tlakový rozdiel. Tento tlakový rozdiel zapríčiňuje tok kvapaliny prevodným kanálikom z miesta vyššieho tlaku (tlačná strana) do miesta nižšieho tlaku (sacia strana).



Obr.4.4 Prevodný kanálik

Tlakové členy závisia na tlakovom rozdieli. Čím je vyšší tlakový rozdiel medzi stranami lopatky, tým sa zvyšuje prietok Q_S v prevodnom kanáliku. Tlakový rozdiel závisí na otáčkach obežného kolesa. Prechodové kanáliky ovplyvňujú prúdenie v obežnom kolese zmenou prúdnic, ktoré majú vplyv na stabilitu Y(Q) charakteristiky čerpadla.



Obr.4.5 Prúdenie v prevodných kanálikov

Pri umiestnení kanálikov na lopatkách dochádza k miernemu odchýleniu prúdnic na výstupe z obežného kolesa a k zmenšeniu uhla β_2 na β^*_2.

Pri zmenšení výstupného uhla plati

$u_2^* = u_2$ [4.4]

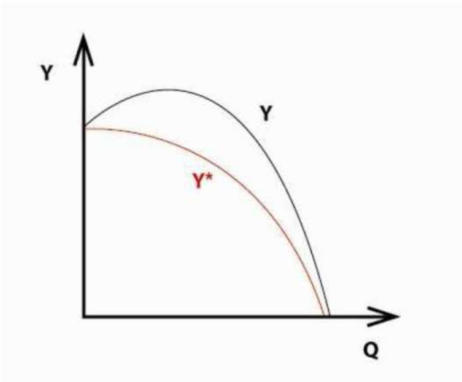
$\beta_2^* < \beta_2$ [4.5]

$\cot g\,\beta_2^* > \cot g\,\beta_2$ [4.6]

$u_2^2 - \frac{u_2 Q}{S_{k2}} \cot g\,\beta_2^* < u_2^2 - \frac{u_2 Q}{S_{k2}} \cot g\,\beta_2$ [4.7]

$Y^* < Y$ [4.8]

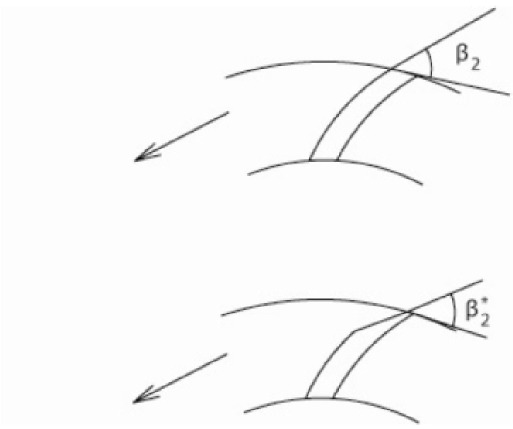
Vplyvom prevodného kanáliku dochádza k zníženiu mernej energie a k stabilizácií Y(Q) charakteristiky.



Obr.4.6 Vplyv zmeny uhla β_2 na zmenu mernej energie

4.2.2 Zmena tvaru lopatiek na výstupe [5]

Ak upravíme hrany lopatky skosením na výstupe z obežného kolesa dochádza k zníženiu pôsobiacej sily.



Obr.4.7 Změna tvaru lopatky na výstupe

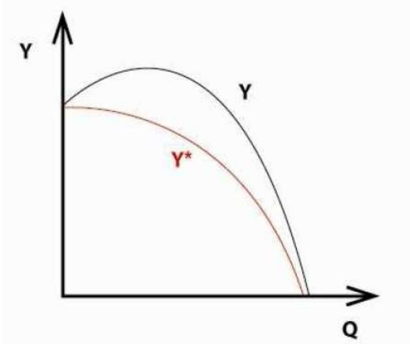
Potom platí

$\beta^*_2 < \beta_2$ [4.9]

$\mathrm{cotg}\,\beta_2^* > \mathrm{cotg}\,\beta_2$ [4.10]

$u_2^2 - \frac{u_2 Q}{S_{k2}} \mathrm{cotg}\,\beta_2^* < u_2^2 - \frac{u_2 Q}{S_{k2}} \mathrm{cotg}\,\beta_2$ [4.11]

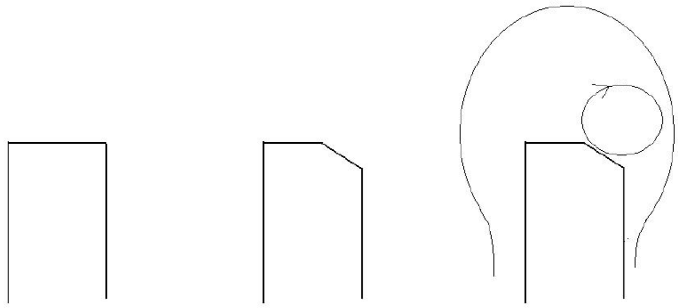
$Y^* < Y$ [4.12]



Obr.4.8 Stabilizácia Y(Q) charakteristiky

Po skosení lopatiek dochádza k zníženiu výstupného uhla a teda aj mernej energie. Dochádza k stabilizácií Y(Q) charakteristiky. V závernom bode má merná energia nezmenenú hodnotu.

4.2.3 Zmena tvaru lopatky na výstupe skosením hrany [5]



Obr.4.9 Zmena tvaru lopatky na výstupe skosením hrany

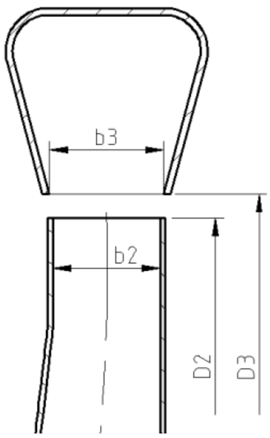
Skosením hrany podľa obr.4.8 dochádza v závernom bode k víreniu. Tento vír spôsobuje nárast disipačnej energie, ktorá má za následok pokles mernej energie. V závernom bode sa c_{u2} zložka približne rovná c_2.

$Y^* = u_2 \cdot u_2 - u_1 \cdot c_{u1} + \frac{1}{\rho Q} \cdot [\omega \cdot M_D + \omega \cdot M_V - (2D_S + 2D_k)]$ [4.13]

$Y^* > Y$ [4.14]

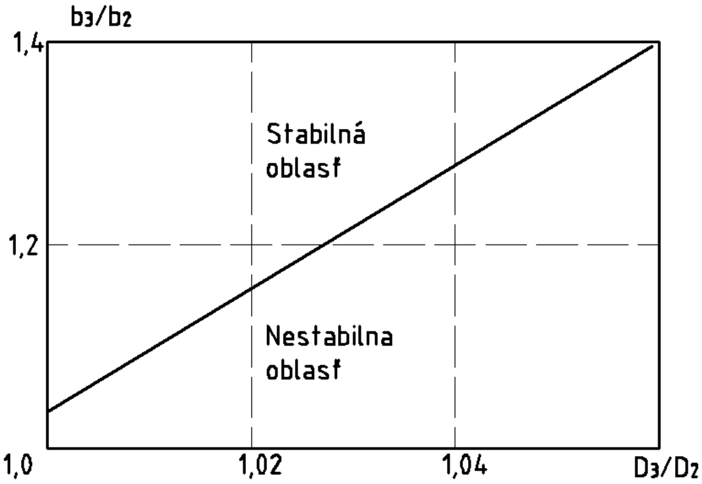
V závernom bode a jeho blízkom okolí dochádza k nárastu mernej energie, čím dochádza k stabilizácii Y(Q) charakteristiky. Vírivé čerpadlá majú väčšiu hodnotu mernej energie v závernom bode ako odstredivé čerpadlá. Charakteristika je strmšia, čo je spôsobené hlavne vyššími hydraulickými stratami. Vo všetkých troch úpravách lopatiek čerpadla dochádza k zníženiu účinnosti čerpadla. Avšak výhody zo stabilizácie Y(Q) charakteristiky sú vyššie než nevýhody poklesu účinnosti.

4.2.4 Vplyv rozmerov obežného kolesa a špirály na stabilitu Y(Q) charakteristiky [6]



Obr.4.10 Sledované rozmery v obežnom kolese a špirále

b_2 – výstupná šírka obežného kolesa
b_3 – vstupná šírka špirály
D_2 – výstupný priemer obežného kolesa
D_3 – vstupný priemer špirály



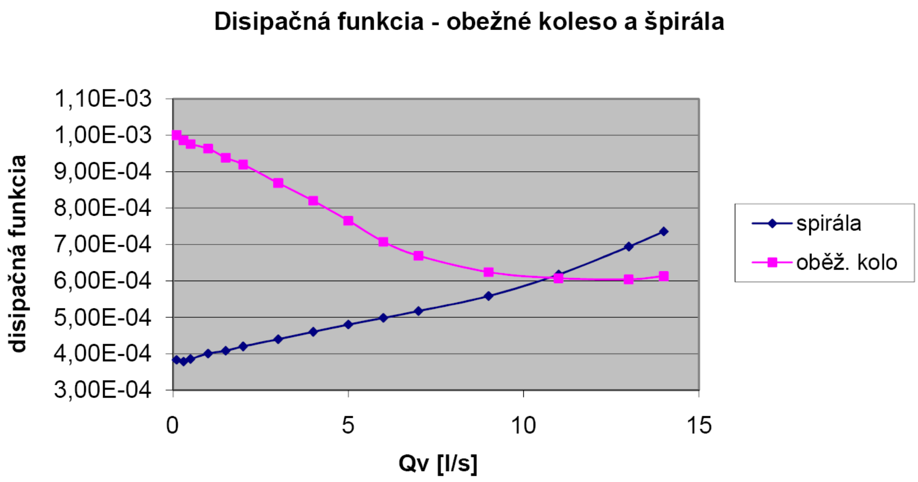
Obr.4.11 Závislosť pomeru šíriek a priemerov obežného kolesa a špirály [6]

Z obr.4.11 vyplýva, že čím je nižší pomer šíriek b_3/b_2 a zároveň vyšší pomer priemerov D_3/D_2 dochádza v daných miestach k vyšším stratám, nárastu disipácie, čo zvyšuje pravdepodobnosť nestabilnej Y(Q) charakteristiky.

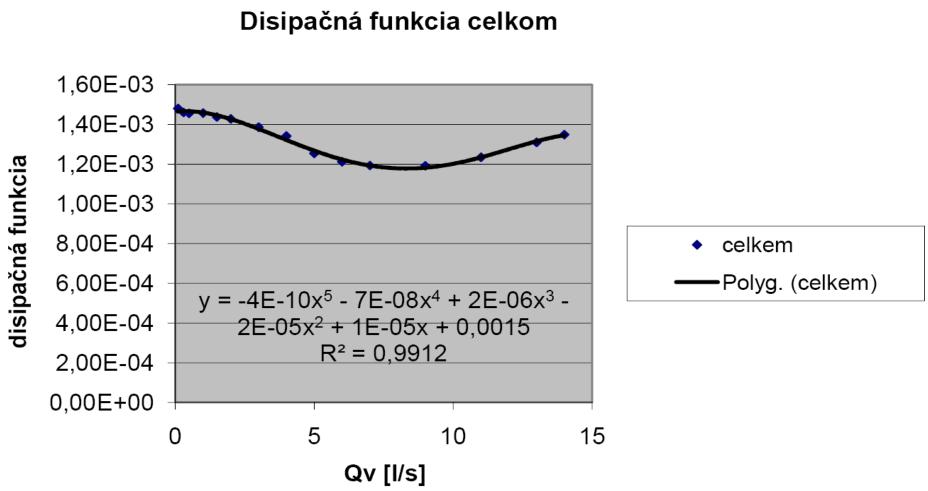
5. Priebeh disipačnej funkcie [5]

Priebeh disipačnej funkcie v hydrodynamickom čerpadle sa rozdelí na dve časti. Na priebeh v obežnom kolese a v špirále. V obežnom kolese s rastúcim prietokom dochádza k poklesu disipačnej funkcie. Takže najväčšie hodnoty nadobúda v závernom bode. V špirále je priebeh opačný. S rastúcim prietok stúpa disipačná funkcia. Celkovú disipačnú funkciu získame súčtom disipačných funkcií v obežnom kolese a špirále.

Podmienkou stability Y(Q) charakteristiky je prudký pokles disipácie v blízkosti záverného bodu. Tým, že v špirále dochádza k nárastu disipácie. Považujeme špirálu za destabilizujúci prvok.



Obr.5.1 Disipačná funkcia pre obežné koleso a špirálu

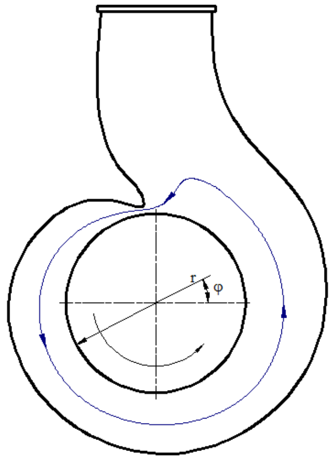


Obr.5.2 Celková disipačná funkcia

6. Vplyv disipácie na nestabilitu charakteristiky v špirále čerpadla

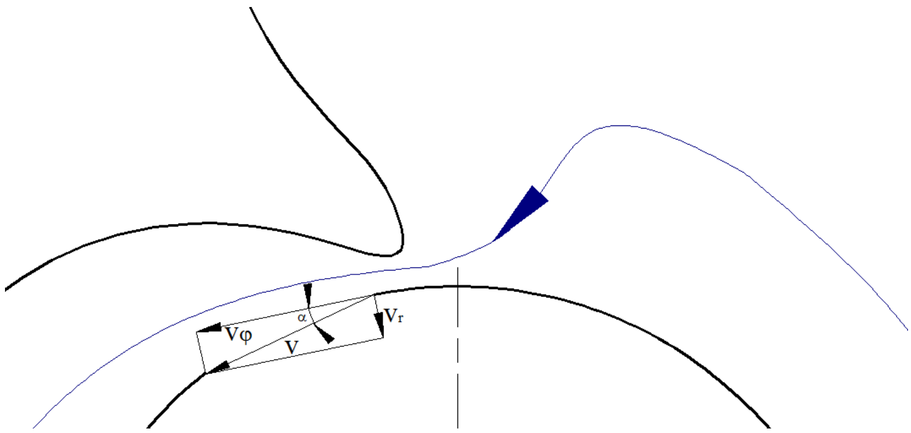
V ďalšej časti práce sa budeme zaoberať problémom vzniku a nárastu disipačnej funkcie v telese špirály, ktoré sa významne podiela na vzniku nestability charakteristiky čerpadla. Budeme pracovať v polárnom súradnicovom systéme, ktorý je na rotačné úlohy vhodný. Stred súradnicového systému budeme uvažovať v osi obežného kolesa.

Na obr 6.1 je zobrazená špirála v závernom bode. Obežné koleso vykonáva rotačný pohyb, ale prietok je nulový.



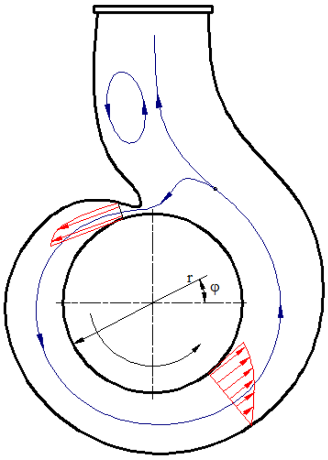
Obr.6.1 Prúdenie v špirále v závernom bode

Priebeh rýchlostí v závernom bode v mieste výstupu z obežného kolesa, v blízkosti nosa špirály je zobrazený na obr.6.2 V ideálnom prípade by sme mohli predpokladať, že prúdenie v blízkosti nosa obteká obežné koleso a radiálna zložka rýchlosti v_r je nulová. Avšak môže nastať prípad, že hlavná časť prietoku prechádza mimo obežné koleso, ale menšia časť prietoku vteká do sania obežného kolesa. To vyvoláva nárast uhla α a meridiálnej zložky rýchlosti v_r v blízkosti nosa špirály. Uhol α aj rýchlosť v_r sa postupne so vzdialenosťou od nosa znižujú. Preto ich môžeme vo väčšej vzdialenosti od nosa špirály zanedbať a uvažovať len tangenciálnu zložku rýchlostí v_φ.



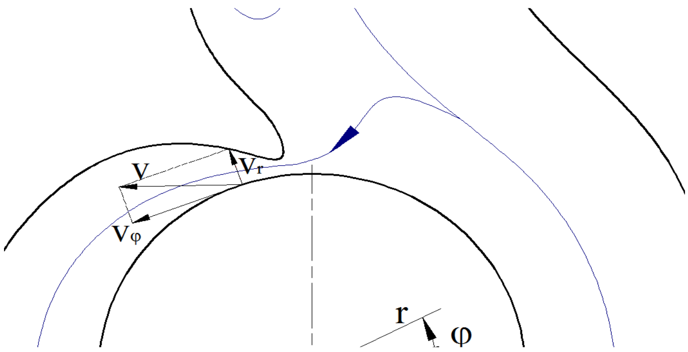
Obr.6.2 Zobrazenie rýchlostného trojuholníka v závernom bode v prípade vtoku kvapaliny do obežného kolesa

Ak dochádza k prúdeniu kvapaliny obežným kolesom, dôjde k nárastu prietoku v obežnom kolese, prúdenie v špirále sa zmení (obr.6.3). Častým prípadom, ktorý sa vyskytuje v prúdení v špirále je vznik víru vo výtlačnom hrdle. Vír znižuje prietočnu plochu v hrdle a spôsobuje rozdelenie prietoku. Jedna časť prietoku sa vracia späť do špirály cez zúžené miesto v blízkosti nosa, druhá pokračuje hrdlom do potrubia. V mieste zúženia dochádza k nárastu zložky rýchlosti v_φ (obr.6.4 a obr.6.5) čím sa ešte zvyšuje gradient rýchlostí. Je to spôsobené tým, že sa jedná o malý priestor, kde dokáže aj malý spätný prietok vyvolať vysoký nárast rýchlosti.

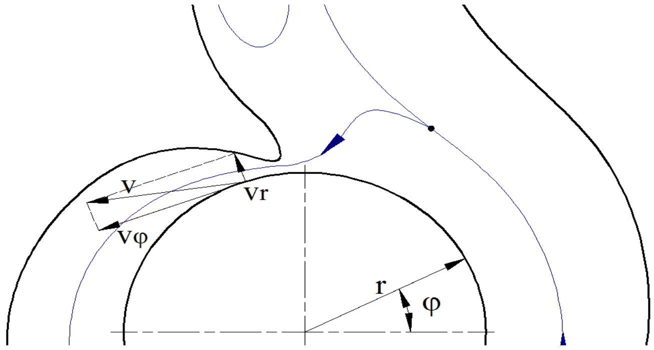


Obr.6.3 Zobrazenie spätného prúdenia v špirále

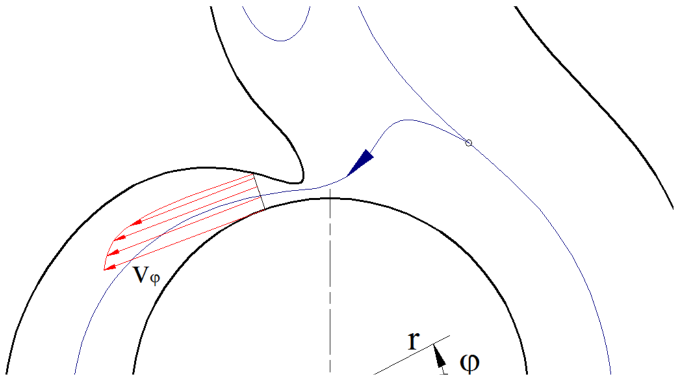
Rýchlostný trojuholník sa oproti rýchlostnému priebehu v závernom bode zmení. Pretože obežným kolesom vyteká kvapalina, dochádza k nárastu meridialnej zložky rýchlosti v smere r.



Obr.6.4 Rýchlostný trojuholník



Obr.6.5 Rýchlostný trojuholník blízkosti nosu špirály pri spätnom prietoku



Obr.6.6 Zobrazenie gradientu rychlosti

Rovnica kontinuity v diferenciálnom tvare zobrazuje vzájomnú závislosť meridiálnej zložky rýchlosti v_r a v_φ.

Rovnica kontinuity pre nestlačiteľnú kvapalinu

$$div\ \vec{v} = 0 \qquad [6.1]$$

Diferenciálny tvar rovnice kontinuity

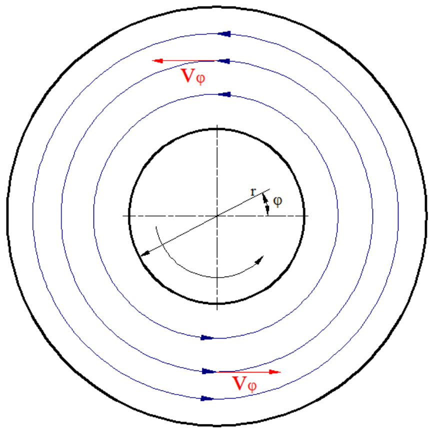
$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{v_r}{r} = 0 \qquad [6.2]$$

Z rovnice [6.2] môžeme člen $\frac{\partial v_z}{\partial z}$ zanedbať, pretože v smere osi z nedochádza k zásadnejším zmenám v špirále. Potom platí

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} = 0 \qquad [6.3]$$

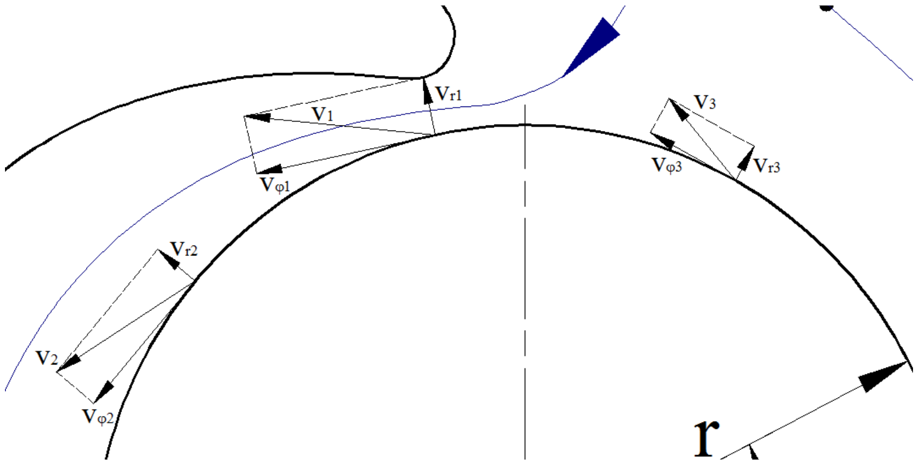
Rovnica [6.3] zobrazuje závislosť medzi zmenou tangenciálnej zložky rýchlosti v smere φ a meridiálnej zložky rýchlosti v smere r.

Ak by sme uvažovali, že sa obežné koleso, otáča centricky v kruhu uhlovou rychlosťou ω_φ obr.6.7 Prierez je konštantný. Prúdnice, ktoré by vznikli v prúdení by mali mať tvar kružnice, zmena tangenciálnej zložky rýchlosti v smere φ a meridiálna zložka rýchlosti v_r by mala byť nulová.



Obr.6.7 Vznik prúdenia v kruhu

Špirála má excentrický tvar. Jej prierez sa so zmenou súradnice φ mení, čo má za následok zmenu $\frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi}$. Z rovnice kontinuity vyplýva, že v miestach, kde dochádza k vysokému nárastu tangenciálnej zložky rýchlosti v_φ v smere φ nutne musí dochádzať aj k nárastu meridiálnej zložky rýchlosti v_r. Miestom najväčších zmien prierezu v špirále je oblasť v okolí nosa špirály. Z toho sa dá usudzovať, že je to aj miesto z najväčšími zmenami $\frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi}$ a $\frac{\partial v_r}{\partial r}$.



Obr.6.8 Priebeh rychlostí v blizkosti nosu špirály

Miesto vysokého nárastu rýchlosti, býva spojené s nárastom hydraulických strát. Z obr.6.8 vyplýva, že k najväčším zmenám rýchlosti zrejme bude dochádzať v členoch v_φ a v_r. Pri vyjadrovaní disipačnej funkcie budeme na to prihliadať.

Vychádzame zo všeobecného tvaru disipačnej funkcie v rotačnom súradnicovom systéme - podľa [12]

$$2D = \eta \cdot \left[\int_V rotv \cdot rotv\, dV + 2 \cdot \int_S (rotvxv)\, n \cdot dS + \int_S gradv^2 \cdot n \cdot dS\right] \qquad [6.4]$$

Vyjadríme si jednotlivé zložky

$$v\ (v_r, v_\varphi, v_z) \qquad [6.5]$$

Rotor rýchlosti predstavuje rotáciu kvapaliny okolo všetkých osí.

$$rot\vec{v} = \vec{\omega} \qquad [6.6]$$

$$rotv_i = \varepsilon_{ijk} \cdot \frac{\partial v_k}{\partial x_j} \qquad [6.7]$$

$$rotv = \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \ ; \ \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} \ ; \ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right) \text{ - podľa [12]} \qquad [6.8]$$

$$rotv \cdot rotv = \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial v_\varphi}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)^2 \qquad [6.9]$$

$$(rotvxv) \cdot n = \left[v_\varphi \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right) - v_z \cdot \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r}\right)\right] \cdot n_r + \left[v_z \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial v_\varphi}{\partial z}\right) - v_r \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)\right] \cdot n_\varphi + \left[v_r \cdot \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r}\right) - v_\varphi \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} - \frac{\partial v_\varphi}{\partial z}\right)\right] \cdot n_z \qquad [6.10]$$

Gradient predstavuje prírastok funkcie v zadanom smere

$$grad\Phi = \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \qquad [6.11]$$

$$gradv^2 \cdot n = \frac{\partial v^2}{\partial r} \cdot n_r + \frac{\partial v^2}{\partial \varphi} \cdot n_\varphi + \frac{\partial v^2}{\partial z} \cdot n_z \qquad [6.12]$$

V ďalšej časti v rovniciach [6.9], [6.10], [6.12] budeme zanedbávať členy v_z , n_z , $\frac{\partial v_z}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial v_\varphi}{\partial z}$, pretože smerujú alebo sa menia v osi z. V smere osi z nedochádza k žiadnym zásadnejším zmenám, ktoré by ovplyvnili disipáciu.

Po spomínaných úpravách dostávame

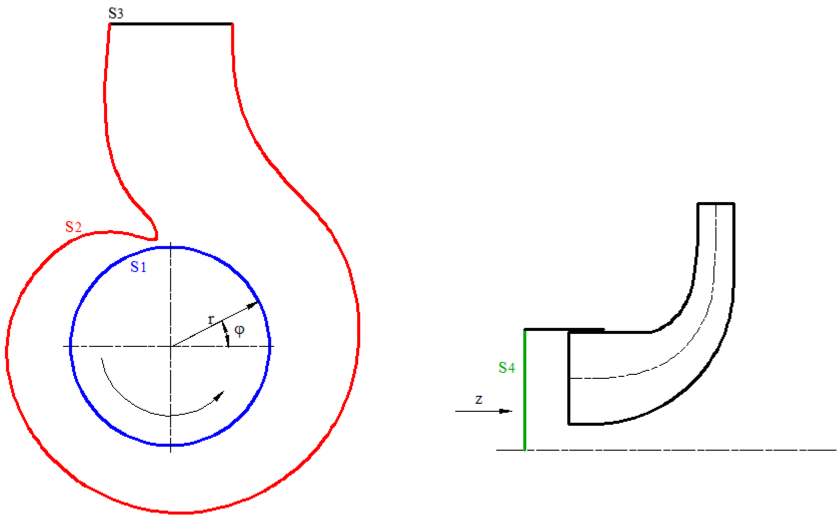
$$(rotvxv) \cdot n = \left[v_\varphi \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)\right] \cdot n_r + \left[-v_r \cdot \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)\right] \cdot n_\varphi \qquad [6.13]$$

$$gradv^2 \cdot n = \frac{\partial v^2}{\partial r} \cdot n_r + \frac{\partial v^2}{\partial \varphi} \cdot n_\varphi \qquad [6.14]$$

$$rotv \cdot rotv = \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial (r v_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)^2 \qquad [6.15]$$

Zobrazenie jednotlivých plôch S – viď obr. 6.9

S_1 je výstupná plocha z obežného kolesa
S_2 je stena špirály
S_3 je výstupná plocha zo špirály
S_4 je vstupná plocha do obežného kolesa



Obr.6.9 Zobrazenie plôch v kontrolnom objeme

Pri odvodzovaní vťahu pre disipáciu sme uvažovali štyri plochy, ktoré sa nachádzajú v kontrolnom objeme. Integrál plochy S_2 je rovný nule, keďže sa jedná o stenu špirály, kde sú rýchlosti nulové. Plochy S_3, S_4 zanedbávame, pretože v týchto oblastiach nepredpokladáme veľké gradienty rýchlosti a s tým spojené hydraulické straty. Plocha S_1, výstup z obežného kolesa, sa nachádza v oblasti veľkých gradientov rýchlosti, preto ju nie je možné zanedbať. V integráloch plochy S_1 je jednotkový normálový vektor n_φ nulový. Vektor normály ku kružnici uvažujeme n_r.

Po dosadení rovníc [6.13], [6.14], [6.15] do rovnice [6.4] dostávame

$$2D = \eta \cdot \left[\int_V \left(\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial(rv_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)^2 dV + 2\cdot\int_{S_1}\left[\left[v_\varphi \cdot \left(\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial(rv_\varphi)}{\partial r} - \frac{1}{r}\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}\right)\right]\cdot n_r\right]\cdot dS + \left(\frac{\partial v^2}{\partial r}\cdot n_r\right)\cdot dS\right] \qquad [6.16]$$

Z rovnice [6.16] vyplýva, že najväčší vplyv na nárast disipácie má člen $\frac{\partial(rv_\varphi)}{\partial r}$, ktorý vyjadruje zmenu tangenciálnej rýchlosti v smere osi r.

Pri otvorenej špirále sú rozdiely medzi prietočnými plochami menšie ako pri uzavretej. Takže z rovnice kontinuity vyplýva, že pri náraste prietoku v blízkosti nosa špirály vplyvom spätného prúdenie, v otvorenej špirále nedôjde k takému veľkému nárastu členov $\frac{\partial(rv_\varphi)}{\partial r}$ a $\frac{\partial v_r}{\partial \varphi}$ ako pri uzavretej špirále. Preto si myslíme, že je výhodnejšia úprava otvorenej špirály.

7. Vplyv zmeny tvaru špirály na stabilitu čerpadla

Nasledujúca kapitola je zameraná na porovnanie dvoch špirál, ktoré majú rozdielny tvar. Cieľom je potvrdenie predpokladu, že tvar špirály v blízkosti nosa má vplyv na disipačnú funkciu a stabilitu YQ charakteristiky odstredivého čerpadla. Samotnému výpočtu prúdenia v čerpadle bude predchádzať návrh geometrie špirály, lopatiek obežného kolesa a tvorba modelu v programe Gambit. Pre zjednodušenie je uvažovaný 2D prípad. Zmeny v smere osi z zanedbáme. Pri návrhu budeme vychádzať zo vstupných rozmerov čerpadla β27. Pomocou programu CFD Fluent vypočítame prúdenie v čerpadle s dvomi variantmi špirály a s dvomi polohami lopatiek voči špirále. Pre každú alternatívu vytvoríme Y(Q) charakteristiku a urobíme porovnanie.

7.1 Výpočet lopatiek odstredivého radiálneho čerpadla

Pre návrh a modelovanie geometrie obežného kolesa sme sa rozhodli z dôvodu spresnenia výpočtu prúdenia kvapaliny v špirále. Je to prvotný návrh, ktorý nie je doladený. Myslíme si však, že pre dané porovnanie špirál čerpadla je postačujúce.

Tvar lopatiek navrhujeme pre radiálne čerpadlo, ktoré má parametre:

vonkajší priemer obežného kolesa	D_2	=	0,32 m
vnútorný priemer obežného kolesa	D_1	=	0,1 m
vstupný uhol lopatky	β_1	=	20°
výstupný uhol lopatky	β_2	=	27°
počet lopatiek	z	=	6
otáčky čerpadla	n	=	1450 min^{-1}
vstupná šírka obežného kolesa	b_1	=	0,033 m
výstupná šírka obežného kolesa	b_2	=	0,022 m

Vo výpočte neuvažujeme hrúbku lopatiek obežného kolesa

Vstupná obvodová rýchlosť

$$u_1 = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot n = 7{,}59\ m.s^{-1} \qquad [7.1]$$

Výstupná obvodová rýchlosť

$$u_2 = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot n = 24{,}29\ m.s^{-1} \qquad [7.2]$$

Optimálny prietok Q

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot tg\beta_1 \cdot u_1 = 0{,}02865\ m^3.s^{-1} \qquad [7.3]$$

Vstupná meridiálna rýchlosť cm_1

$$cm_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1} = 2{,}76 m.s^{-1} \qquad [7.4]$$

Výstupná meridiálna rýchlosť cm_2

$$cm_2 = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} = 1{,}3 \ m.s^{-1} \qquad [7.5]$$

Koeficient χ

$$\chi = 1{,}01 - \frac{0{,}395 + 0{,}457 \cdot sin\beta_2}{\sqrt{z}} = 0{,}76 \qquad [7.6]$$

Hydraulická účinnosť η_h - určená po niekoľkých prepočtoch

$$\eta_h = 81{,}56\ \% \qquad [7.7]$$

Výška H

$$H = \frac{\eta_H}{g} \cdot u_2^2 \cdot \left(\chi - \frac{cm_2}{u_2 \cdot tg\beta_2}\right) = 32{,}47\ m \qquad [7.8]$$

Špecifická rýchlosť

$$n_s = 3{,}65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 69{,}38\ min^{-1} \qquad [7.9]$$

Účinnosť - určená z Erhartovho nomogramu

$$\eta = 71{,}5\ \% \qquad [7.10]$$

Prepočet na hydraulickú účinnosť

$$\eta_h = \sqrt{\eta_h} - 0{,}03 = 81{,}56\ \% \qquad [7.11]$$

7.2 Výpočet a návrh meridiálneho rezu obežného kolesa

Pri výpočte a návrhu meridiálneho rezu sme použili Francisovu metódu.

Dovolené napätie – podľa [9]

$$\tau_{dov} = 30MPa \qquad [7.12]$$

Krútiaci moment hriadeľa

$$Mk = \frac{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot \eta_h} = 73{,}43\ N \cdot m \qquad [7.13]$$

Výpočet minimálneho dovoleného priemeru hriadeľa d_h

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_D \cdot \pi}} = 0{,}023\ m \qquad [7.14]$$

Volím d_h = 25 mm - podľa [9]

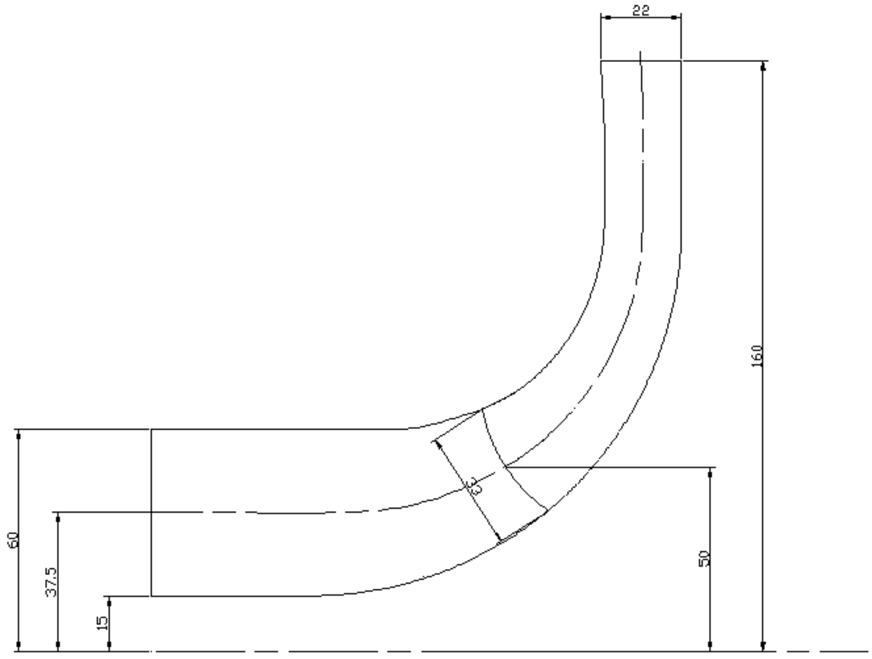
Tvar meridiálneho rezu sme určili z výpočtu šíriek b_i, ktoré zodpovedajú jednotlivým polomerom r_i. Meridiálne rýchlosti c_{mi} boli rovnomerne rozložené v rozmedzí vstupných a výstupných rýchlostí c_{m1}, c_{m2}.

Šírka b_i - viď tabuľka 7.1

$$b = \frac{Q}{2\pi \cdot r \cdot cm} \quad [7.15]$$

ri	bi	cmi
m	m	m/s
0,050	0,033	2,763
0,060	0,029	2,630
0,070	0,026	2,496
0,080	0,024	2,363
0,090	0,023	2,230
0,100	0,022	2,096
0,110	0,021	1,963
0,120	0,021	1,829
0,130	0,021	1,696
0,140	0,021	1,562
0,150	0,021	1,429
0,160	0,022	1,295

Tabuľka 7.1

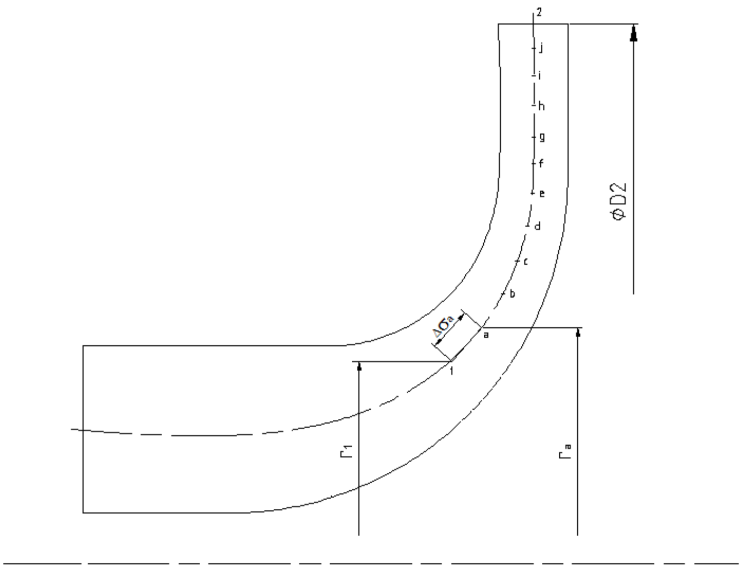


Obr.7.1 Tvar meridiálneho rezu čerpadla

7.3 Výpočet tvaru lopatky

Pre zobrazenie tvaru lopatky v 2D sme použili výpočet pomocou konformnej transformácie. Pri výpočte vychádzame z navrhnutého meridiálneho rezu obežného kolesa. Ako vstupnú krivku pre výpočet tvaru lopatky sme zvolili stredovú prúdnicu v kanáli obežného kolesa. Tú sme v rozmedzí medzi polomermi r_1 a r_2 rozdelili na niekoľko častí a zmerali hodnoty $\Delta\sigma$. – viď obr.7.2

$S_i = \frac{\Delta\sigma_i}{2} \cdot \left(\frac{1}{r_{(i-1)}} + \frac{1}{r_i}\right)$– výpočet – viď tabuľka 7.2 [7.16]



Obr.7.2 Meridiálny rez obežného kolesa

Súradnica konformného zobrazenia ξ – výpočet – viď tabuľka 7.2

$\xi \quad = -\frac{h}{2} + \frac{S_2}{S} \cdot h$ [7.17]

Šírku lopatkovej mreže volíme $h = 100$

Doplnkové uhly $\overline{\beta_1}$, $\overline{\beta_2}$

$\overline{\beta_1} = 90° - \beta_1 = 71°$ [7.18]

$\overline{\beta_2} = 90° - \beta_2 = 63°$ [7.19]

Konštanty a,b

$a = \frac{\overline{\beta_1}+\overline{\beta_2}}{2} = 1{,}1606$ [7.20]

$b = \frac{\overline{\beta_2}-\overline{\beta_1}}{h} = -0{,}0012$ [7.21]

Súradnica konformného zobrazenia η_S – výpočet - viď tabuľka 7.2

$$\eta_s = \frac{1}{b} \cdot ln \frac{\cos\left(a - b \cdot \frac{h}{2}\right)}{cos(a + b \cdot \xi \quad)} \qquad [7.22]$$

Uhol φ – výpočet – viď tabuľka 7.2

$$\varphi = \frac{S_2}{h} \cdot \eta_s \qquad S_2 = 1{,}3795 m^2 \qquad [7.23]$$

r	Δσ	S	ξ	η_s	φ
m	m	m^2	m	m	°
0,0500	0,0000	0,0000	-50,0000	0,0000	0,0000
0,0520	0,0035	0,0690	-44,9950	12,2419	0,1689
0,0550	0,0051	0,1652	-38,0252	28,8182	0,3976
0,0580	0,0049	0,2513	-31,7855	43,2146	0,5962
0,0600	0,0030	0,3020	-28,1109	51,5051	0,7105
0,0700	0,0135	0,5101	-13,0222	84,1756	1,1612
0,0800	0,0118	0,6686	-1,5373	107,6659	1,4853
0,0900	0,0109	0,7976	7,8162	125,9868	1,7380
0,1000	0,0104	0,9074	15,7738	141,0358	1,9456
0,1100	0,0101	1,0039	22,7692	153,8772	2,1228
0,1200	0,0100	1,0911	29,0908	165,1826	2,2788
0,1300	0,0100	1,1711	34,8934	175,3191	2,4186
0,1400	0,0099	1,2446	40,2165	184,4223	2,5442
0,1500	0,0101	1,3143	45,2717	192,8991	2,6611
0,1600	0,0101	1,3795	50,0000	200,6835	2,7685

Tabuľka 7.2

Zobrazenie súradníc v kartézkom súradnicovom systéme – viď tabuľka 7.3

$$x = r \cdot cos\varphi \qquad [7.24]$$
$$y = r \cdot sin\varphi \qquad [7.25]$$

Lopatka 1		Lopatka 2		Lopatka 3		Lopatka 4		Lopatka 5		Lopatka 6	
x	y	x	y	x	y	x	y	x	y	x	y
m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m
0,050	0,000	0,025	0,043	-0,025	0,043	-0,050	0,000	-0,025	-0,043	0,025	-0,043
0,049	0,024	0,004	0,055	-0,046	0,031	-0,049	-0,024	-0,004	-0,055	0,046	-0,031
0,042	0,043	-0,016	0,058	-0,058	0,015	-0,042	-0,043	0,016	-0,058	0,058	-0,015
-0,009	0,080	-0,073	0,032	-0,064	-0,047	0,009	-0,080	0,073	-0,032	0,064	0,047
-0,060	0,080	-0,099	-0,012	-0,039	-0,092	0,060	-0,080	0,099	0,012	0,039	0,092
-0,103	0,061	-0,104	-0,059	-0,001	-0,120	0,103	-0,061	0,104	0,059	0,001	0,120
-0,121	0,046	-0,101	-0,082	0,021	-0,128	0,121	-0,046	0,101	0,082	-0,021	0,128
-0,137	0,030	-0,094	-0,104	0,043	-0,133	0,137	-0,030	0,094	0,104	-0,043	0,133
-0,160	-0,009	-0,072	-0,143	0,088	-0,134	0,160	0,009	0,072	0,143	-0,088	0,134

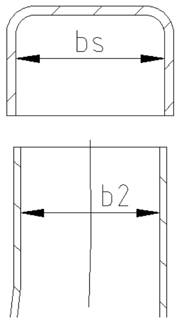
Tabuľka 7.3

7.4 Výpočet špirály

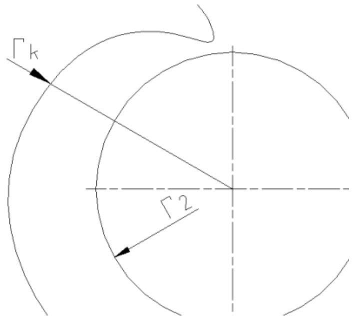
Pre výpočet tvaru špirály s obdĺžnikovým prierezom sme zvolili metódu $r \cdot c_u = konst.$

Šírka špirály b_s

$$b_s = 1{,}6 \cdot b_2 = 0{,}0352\ m \tag{7.26}$$



Obr.7.3Rozmery b_s a b_2



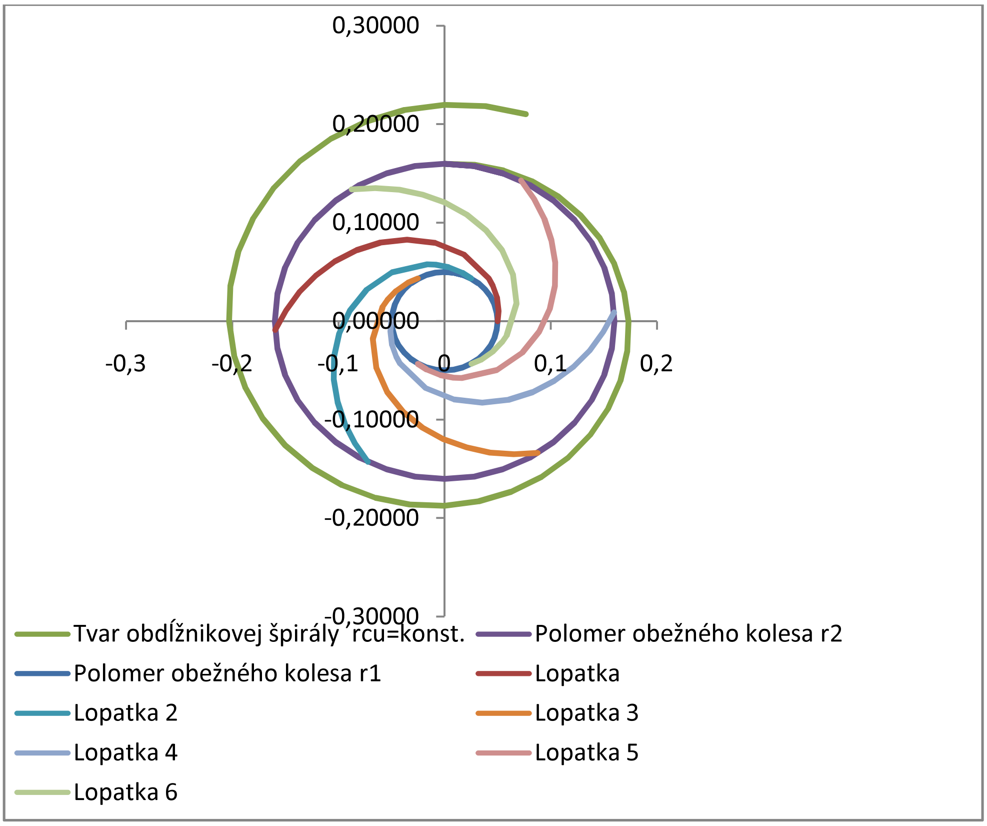
Obr.7.4 Polomer r_k a r_2

Polomer špirály r_k – viď tabuľka 7.4

$$r_k = r_2 \cdot e^{\frac{Q \cdot \varphi \cdot \eta_h \cdot n}{g \cdot H \cdot b}} \tag{7.27}$$

φ	r_k	x	y
°	m	m	m
0	0,16	9,80119E-18	0,16
60	0,1687	0,1461	0,0843
120	0,1779	0,1540	-0,0889
180	0,1875	0,0000	-0,1875
240	0,1977	-0,1712	-0,0989
250	0,1995	-0,1874	-0,0682
300	0,2085	-0,1805	0,1042
360	0,2198	0,0000	0,2198

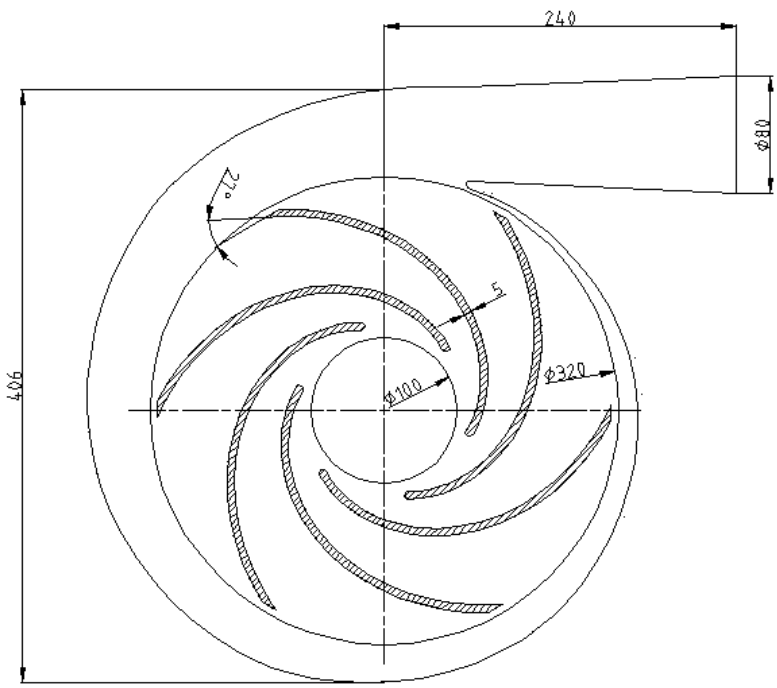
Tabuľka 7.4



Obr.7.5 Zobrazenie vypočítanej geometrie špirály a obežného kolesa

7.4.1 Výsledná geometria

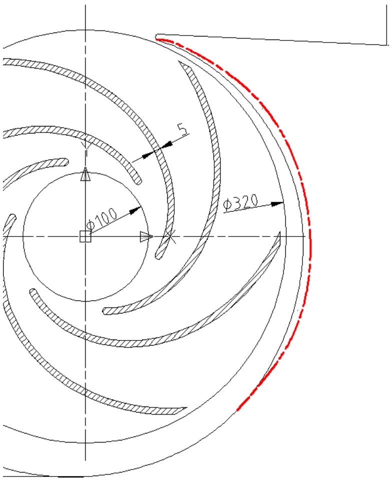
Z vypočítaných bodov sme zostavili 2D geometriu obežného kolesa a špirály. Hrdlo špirály sme navrhli pre potrubie ϕ80 mm. Šírku lopatiek sme zvolili 5 mm.



Obr.7.6 Výsledná geometria

Zmena tvaru špirály

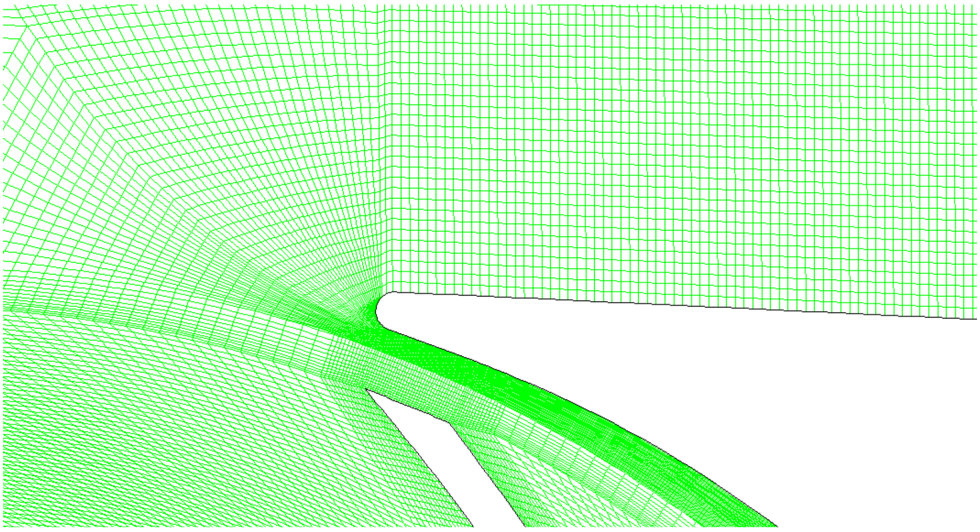
V druhej variante sme sa rozhodli špirálu rozšíriť v blízkosti nosa. Ostatná geometria zostala zachovaná. Na obr.7.7 je červenou čiarou zobrazené rozšírenie oproti pôvodnému tvaru .



Obr.7.7 Rozšírenie špirály

7.5 Tvorba modelu v programe Gambit

Model sa skladá z troch častí, obežné koleso, vstup do obežného kolesa a špirála. Obežné koleso predstavuje rotačnú časť. Statickú časť predstavuje vstup do obežného kolesa a špirálne teleso. Z dôvodu výpočtovej metódy MFR v programe Fluent boli vytvorené dva modely s natočením lopatiek obežného kolesa o 30° voči špirálnemu telesu. Rozšírením špirály sa počet modelov ešte zdvojnásobil. Sieť v modeloch je vytvorená pomocou prvkov quad s počtom buniek približne 450000. Najhoršia bunka má hodnotu 0,84.



Obr.7.8 Sieť v okolí nosa špirály

7.6 Výpočet v programe Fluent

Výpočet v programe Fluent je prevedený pomocou metódy MFR. Princípom tejto metódy je prevod pevného súradnicového systému do rotačného súradnicového systému. Tento prevod nahrádza vo výpočte rotačný pohyb obežného kolesa. Úloha je riešená stacionárne, čo znamená, že neuvažujeme časové zmeny v prúdení. V systéme čerpadla dochádza k turbulentnému prúdeniu. Preto sme zvolili vysokoreynoldsovský model turbulencie Realizable k-ε model. V blízkosti stien uvažujeme turbulentnú medznú vrstvu. Predpokladáme, že v blízkosti stien nie je rovnovážne tlakové pole, preto volíme Non-Equilibrium Wall Function. Bezrozmerná vzdialenosť od steny y^+ sa vo výpočte približne rovná 350. Otáčky čerpadla uvažujeme 1450 min^{-1}. Výpočet je prevedený druhým rádom presnosti second order upwind.

Cieľom tohto výpočtu je zistiť mernú energiu v blízkosti záverného bodu. Preto ako vstupnú okrajovú podmienku zadávame meridiálnu rýchlosť cm_0, ktorú uvažujeme pre polomer obežného kolesa r_0 = 0,04 m. Šírku kanála b_0 = 0,042 m sme zistili z meridiálneho rezu obežného kolesa. Pre jednotlivé meridiálne rýchlosti, ktoré postupne zvyšujeme od 0 až do 0,09 $m.s^{-1}$, následne prepočítame prietok.

$$Q_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot b_0 \cdot c_{m0} \qquad [7.28]$$

c_{m0} [m/s]	0	0,03	0,06	0,09
Q_{opt} [l/s]	0	0,30	0,61	0,91

Tabuľka 7.5

Po prepočítaní obidvoch špirál s rôznym otočením lopatiek (4, vzhľadom k špirále, zistíme pre jednotlivé prietoky na vstupnej a výstupnej okrajovej hranici totálne tlaky a dopočítame mernú energiu. Výsledná merná energia pre každý prietok je priemerná hodnota merných energií zistených pre rôzne otočenie lopatiek voči špirále.

$$Y = \frac{p_2 - p_1}{\rho} \qquad [7.29]$$

Q_{opt} [l/s]	0,00	0,30	0,61	0,91
p_1 [Pa]	-314775,47	-287352,09	-278439,60	-318631,69
p_2 [Pa]	0,01	34,93	45,16	69,67
Y_1 [J/kg]	315,34	287,91	278,99	319,28

Tabuľka 7.6 Zistené a vypočítané hodnoty pre pôvodnú špirálu

Q_{opt} [l/s]	0,00	0,30	0,61	0,91
p_1 [Pa]	-312096,75	-271308,09	-280481,66	-295928,8
p_2 [Pa]	0,00605	39,56	70,93	190,17
Y_2 [J/kg]	312,66	271,84	281,06	296,65

Tabuľka 7.7 Zistené a vypočítané hodnoty rozšírenej špirály

Q_{opt} [l/s]	0,00	0,30	0,61	0,91
p_1 [Pa]	-320828,30	-435541,94	-325180,56	-324235,88
p_2 [Pa]	0,00	151,03	61,63	40,72
Y_3 [J/kg]	321,41	436,48	325,83	324,86

Tabuľka 7.8 Zistené a vypočítané hodnoty pôvodnej špirály pri natočení lopatiek o 30°

Q_{opt} [l/s]	0,00	0,30	0,61	0,91
p_1 [Pa]	-316121,44	-310061,69	-297063,09	-312881,56
p_2 [Pa]	-0,0004533	29,28	160,46	40,16
Y_4 [J/kg]	316,69	310,65	297,76	313,49

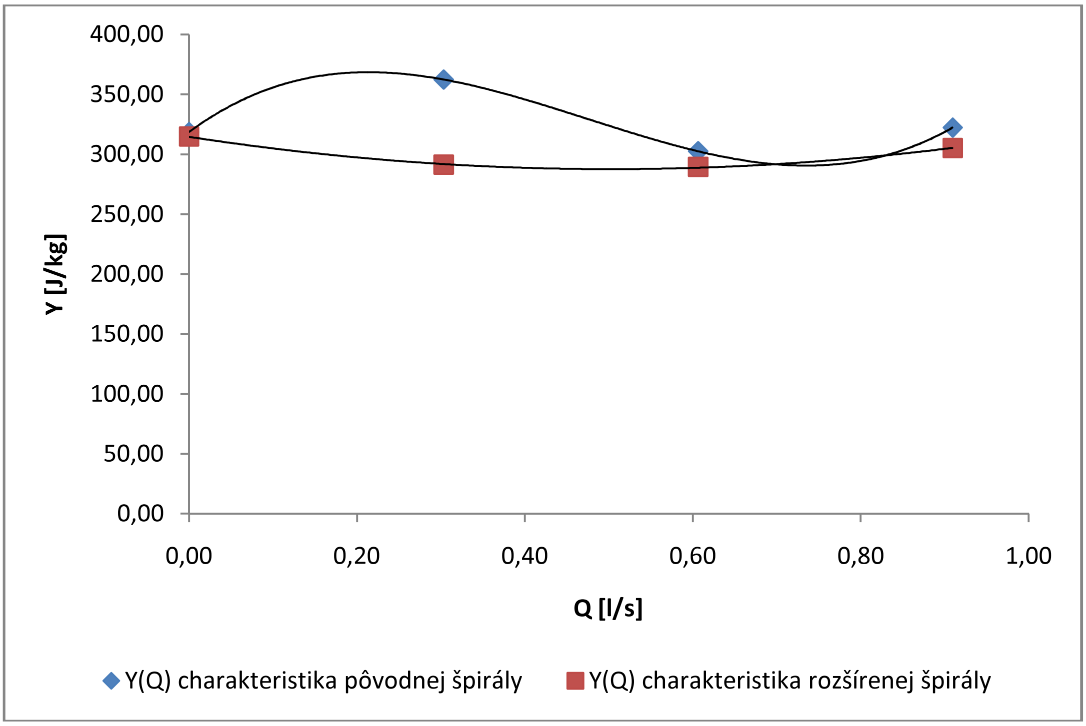
Tabuľka 7.9 Zistené a vypočítané hodnoty rozšírenej špirály pri natočení lopatiek o 30°

Celkovú mernú energiu pre rôzne otočenie lopatiek sme vypočítali ako priemernú hodnotu.

$$Y_p = \frac{Y_1 + Y_3}{2} \qquad [7.30]$$

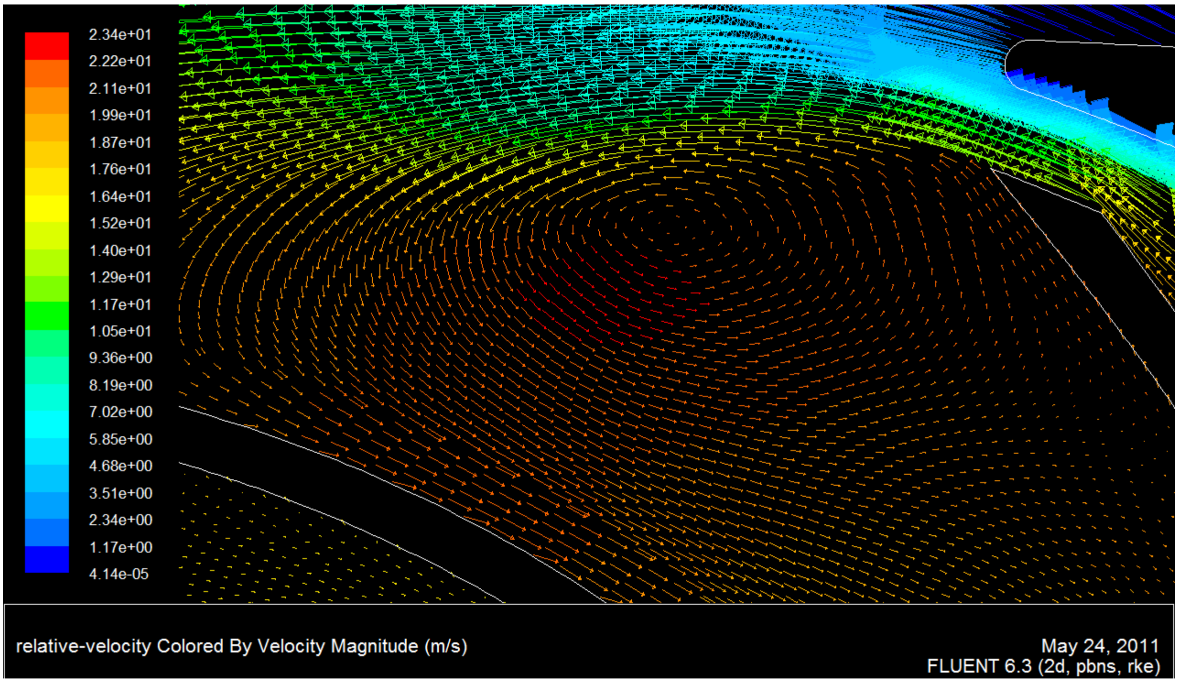
$$Y_r = \frac{Y_2 + Y_4}{2} \qquad [7.31]$$

Q_{opt} [l/s]	0,00	0,30	0,61	0,91
Y_p [J/kg]	318,37	394,12	302,41	322,07
Y_r [J/kg]	314,68	291,24	289,41	305,07

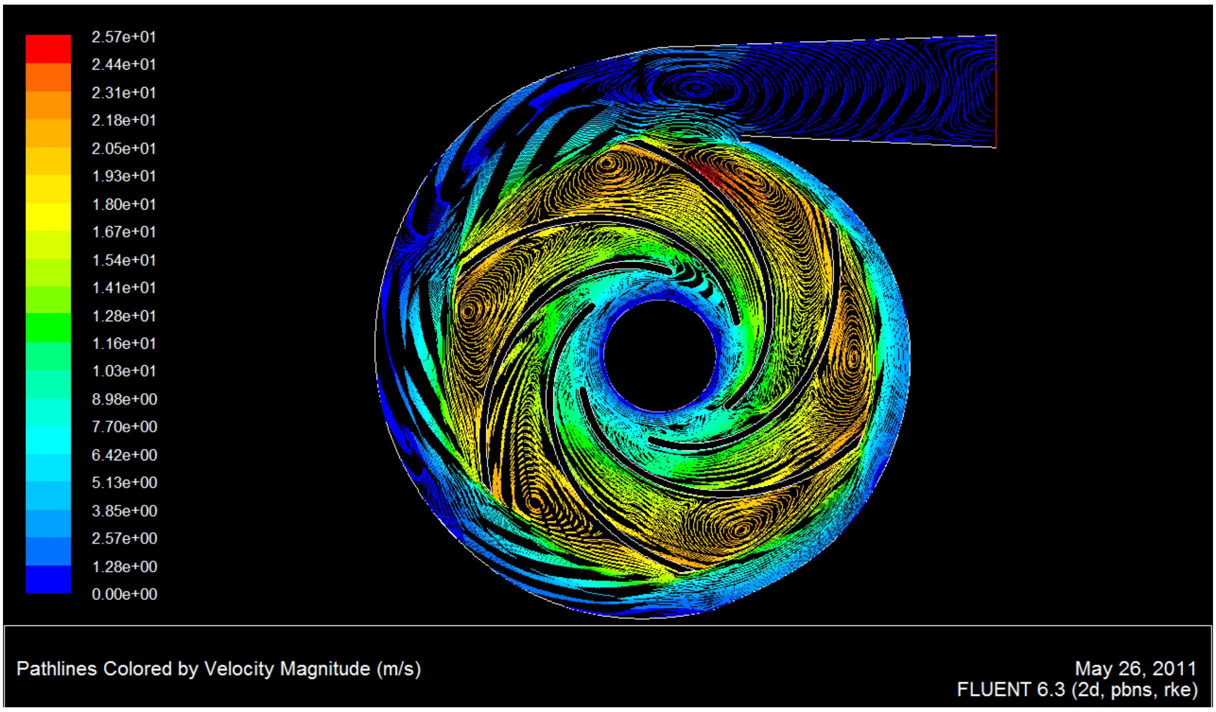


Obr. 7.9 Výsledné Y(Q) charakteristiky

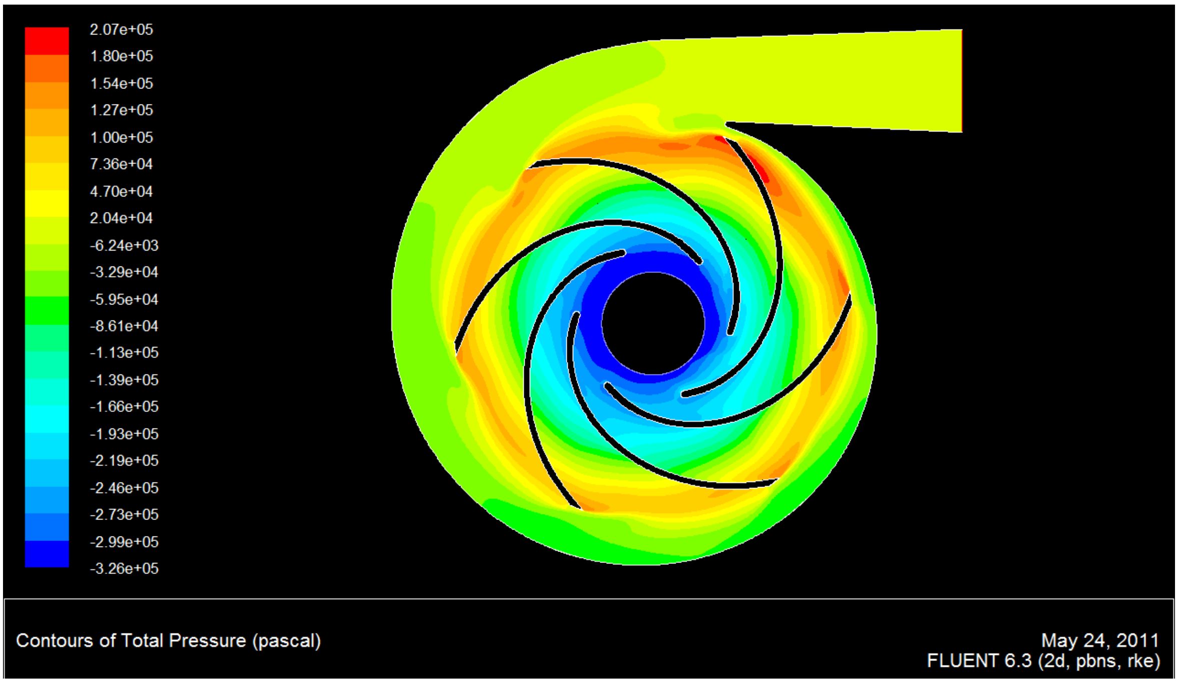
Na obr.7.9 sú zobrazené body Y(Q) charakteristiky zistené z výpočtov pomocou programu Fluent. Priebehy mernej energie čerpadiel s pôvodnou aj rozšírenou špirálou zistené v programe Fluent sa javia ako nestabilné. Pri pôvodnej špirále je nestabilita výraznejšia ako pri druhom prípade, čo by mohlo potvrdzovať teóriu, že rozšírenejšia špirála zlepšuje podmienky pre stabilný priebeh Y(Q) charakteristiky.



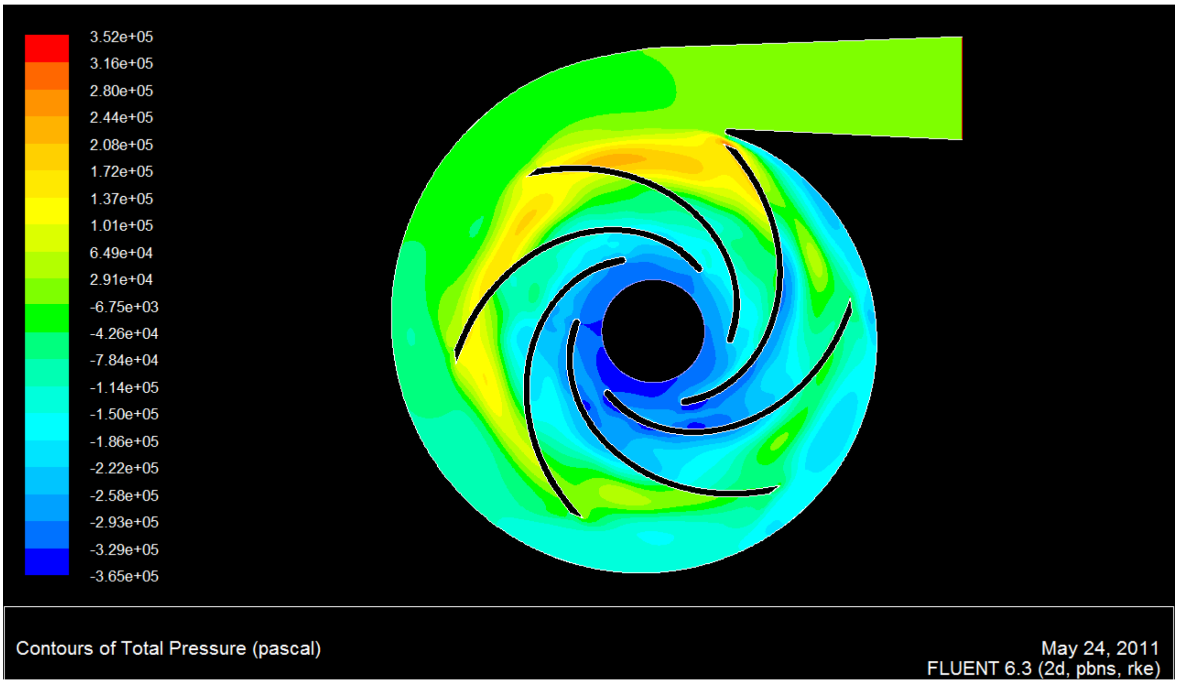
Obr.7.10 Zobrazenie víru v blízkosti výstupu z obežného kolesa pomocou vektorov relatívnych rýchlostí. Zobrazený vír, vzniká v blízkosti vysokého gradientu rýchlosti.



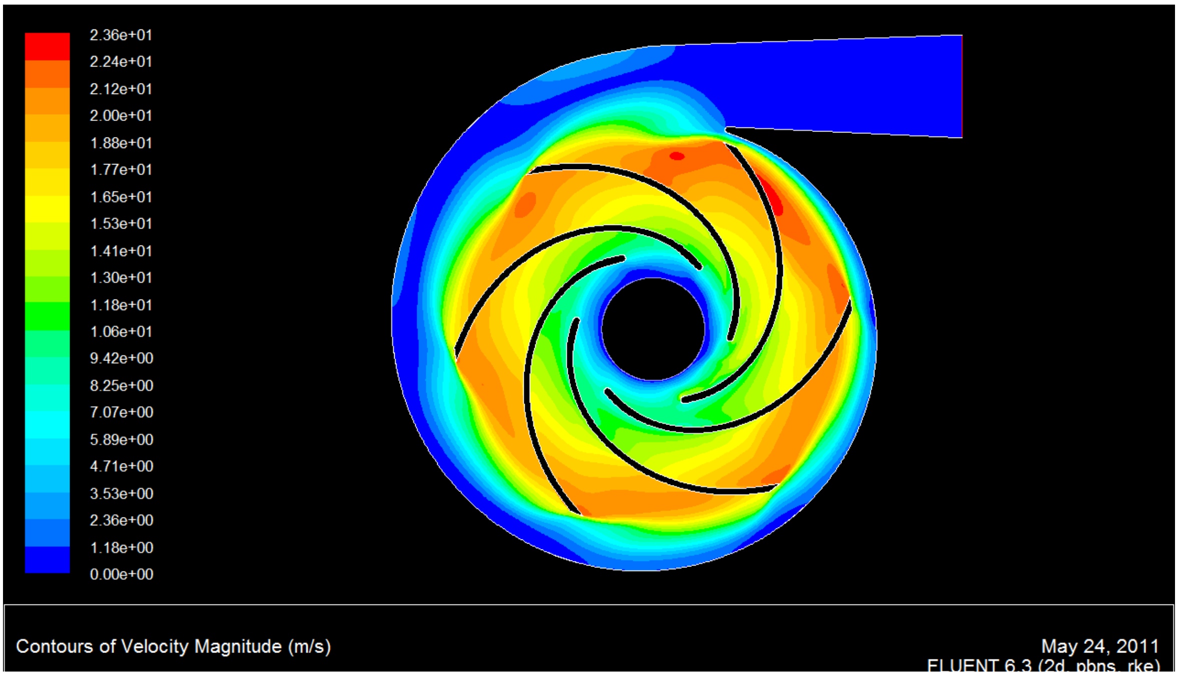
Obr.7.11 Zobrazenie prúdnic v čerpadle v závernom bode.



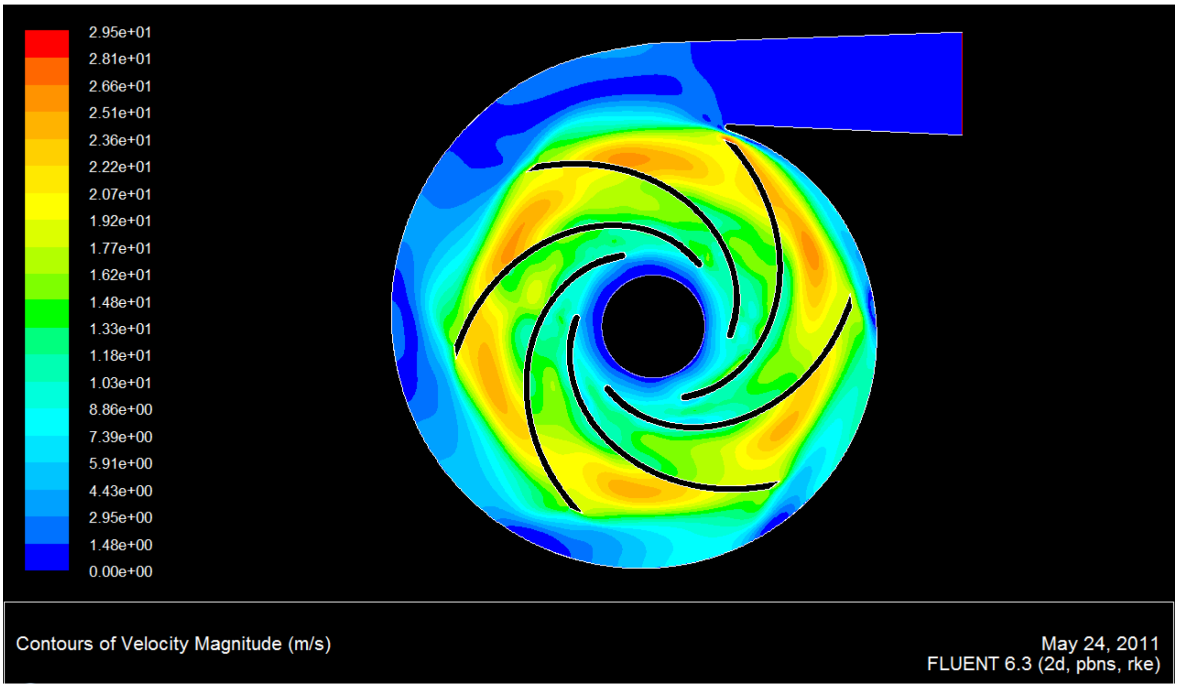
Obr. 7.12 Zobrazenie tlakového poľa pre prietok Q = 0 l/s



Obr. 7.13 Zobrazenie tlakového poľa pre prietok Q = 0,91 l/s

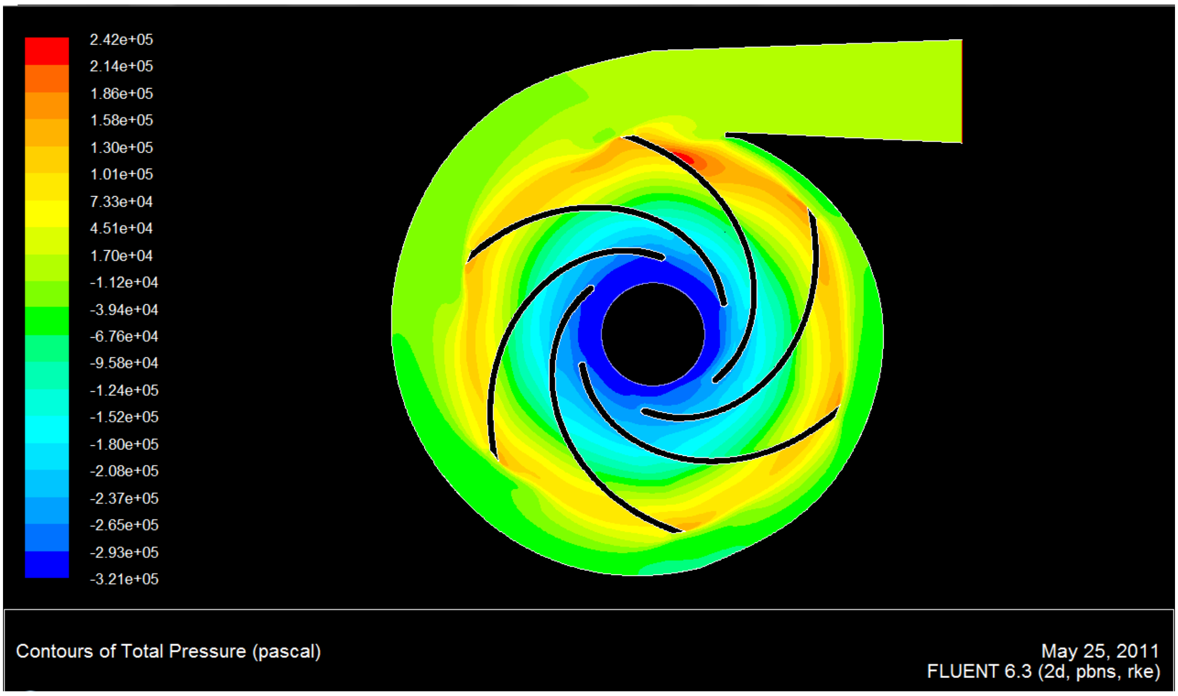


Obr. 7.14 Zobrazenie rýchlostného poľa pre prietok Q = 0 l/s

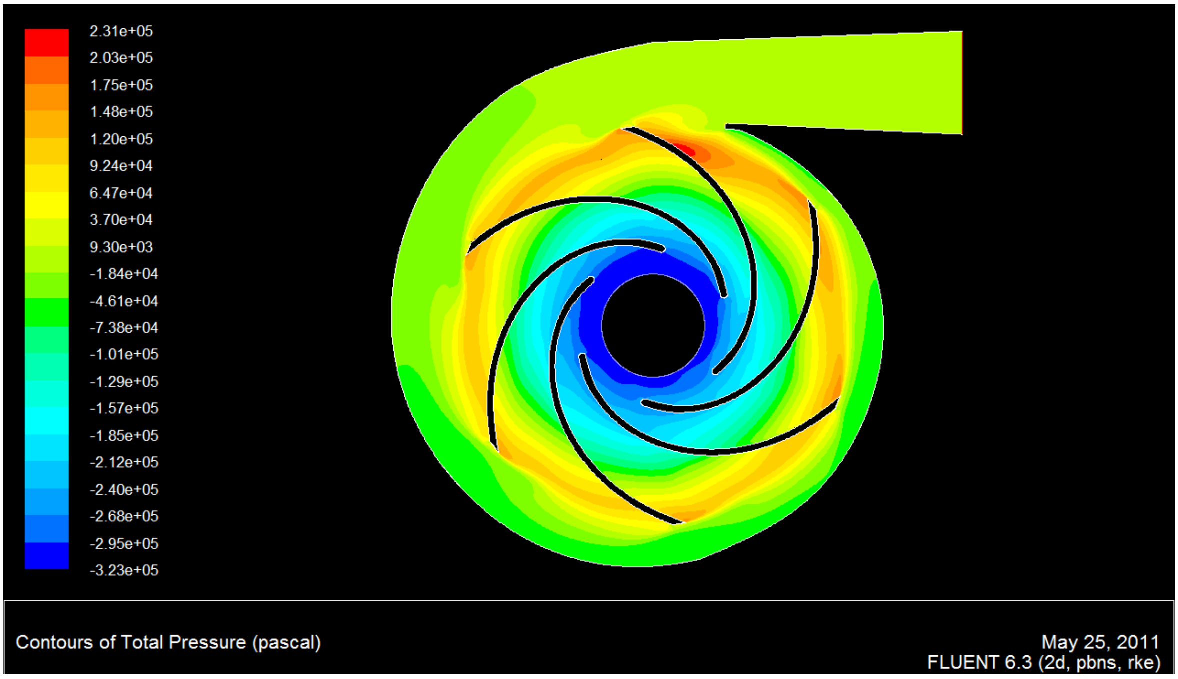


Obr. 7.15 Zobrazenie rýchlostného poľa pre prietok Q = 0,91 l/s

Na obr. 7.15 je zobrazené rýchlostné pole. V špirále dochádza k spomaleniu prúdenia. V hrdle špirály je 0 rýchlosť.

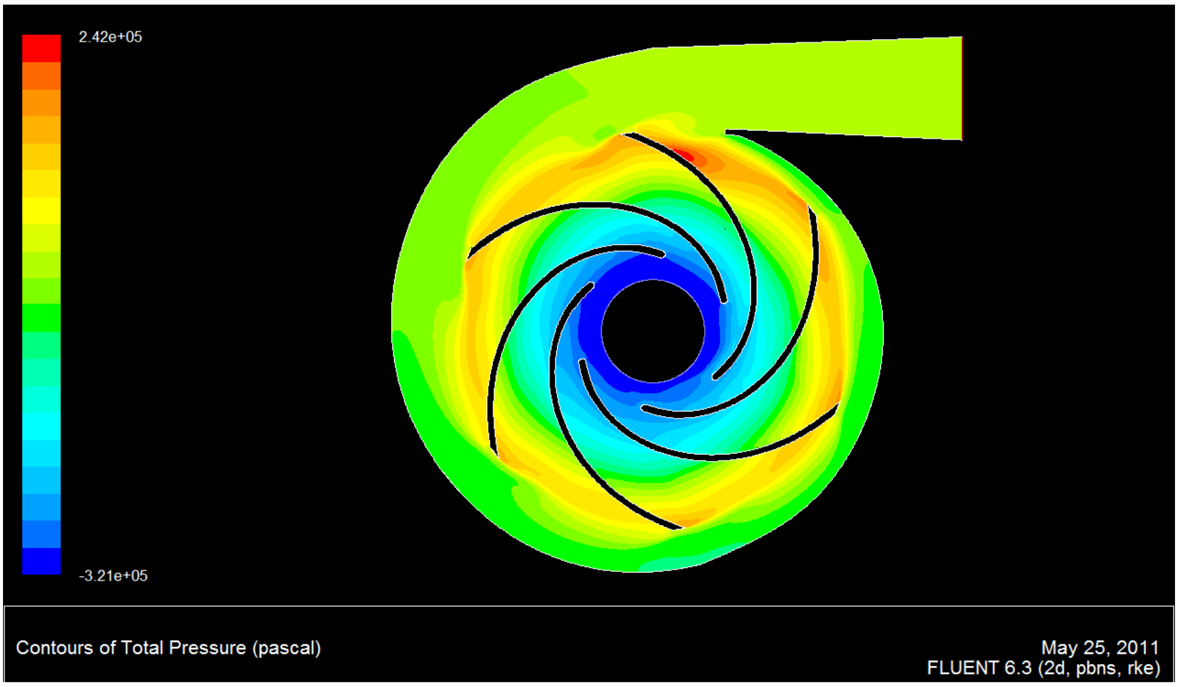


Obr. 7.16 Zobrazenie tlakového poľa pre prietok Q = 0 l/s pre rozšírenú špirálu

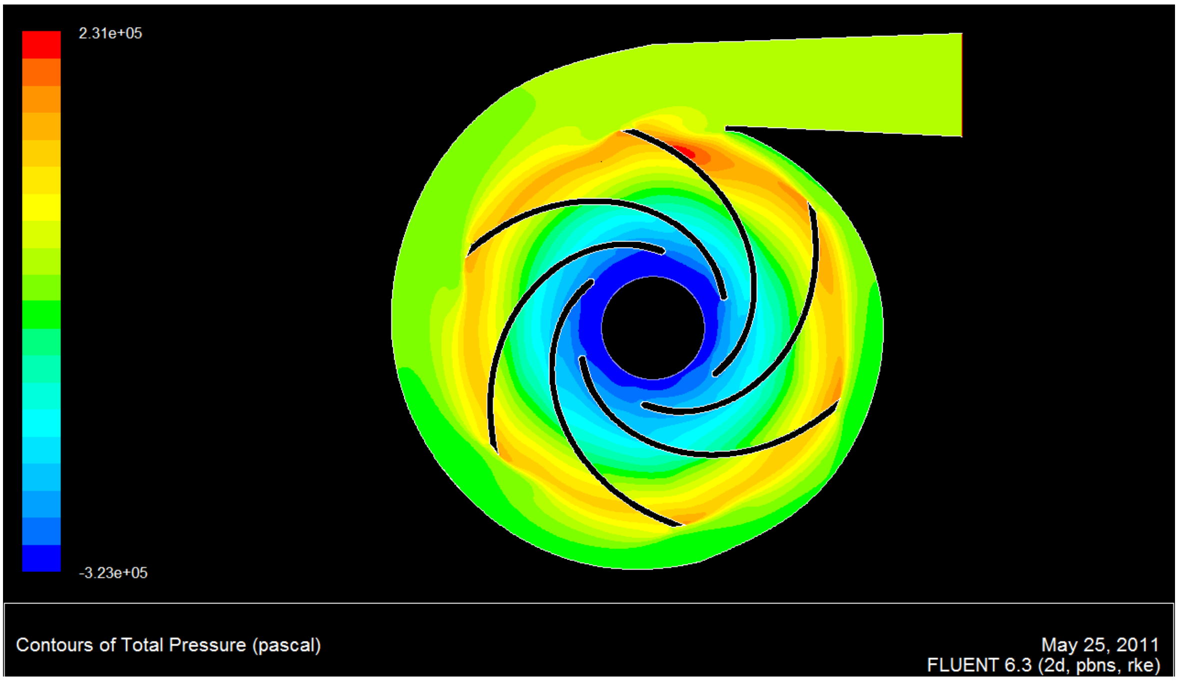


Obr. 7.17 Zobrazenie tlakového poľa pre prietok Q = 0,91 l/s pre rozšírenú špirálu

Na obrázkoch tlakových polí (obr.7.12 , obr.7.13, obr.7.16, obr.7.17) v blízkosti vstupnej okrajovej podmienky vzniká podtlak, ktorý môže mať vplyv na vznik kavitácie v obežnom kolese.



Obr. 7.18 Zobrazenie rýchlostného poľa pre prietok Q = 0 l/s pre rozšírenú špirálu



Obr. 7.19 Zobrazenie rýchlostného poľa pre prietok Q = 0,91 l/s pre rozšírenú špirálu

8. Záver

Diplomová práca je zameraná na teoretickú a výpočtovú štúdiu stability Y(Q) charakteristiky odstredivých čerpadiel.

Úvod teoretickej časti sa zaoberá základným rozborom odstredivých čerpadiel a ich možnými priebehmi Y(Q) charakteristiky. Tie sú v zásade dve - stabilné a nestabilné. Nestabilný priebeh je nežiadúci stav. V práci sú stručne odvodené podmienky stability pre disipačnú funkciu a uhly kvapaliny. Podmienka stability disipačnej funkcie je overená na skutočne nameraných charakteristikách. Vplyv sacieho priestoru na stabilitu je vyjadrený pomocou vstupného uhlu kvapaliny a jeho závislosti na výstupnom uhle, vstupnom a výstupnom polomere obežného kolesa. Prevedenými zmenami na lopatkách, ako sú prevodné kanáliky a skosenie výstupnej hrany lopatky, bola v teoretickej rovine docielená stabilizácia Y(Q) charakteristiky v obežnom kolese. V sústave obežného kolesa a špirály patrí špirála medzi destabilizujúci prvok, pretože má narastajúci priebeh disipačnej funkcie. Nasledujúca časť práce je zameraná na zistenie príčin vzniku a nárastu disipácie v dvojrozmernom prípade špirály. Výsledkom je návrh možného rozšírenia špirály v blízkosti nosa, ktoré by malo obmedziť nárast disipačnej funkcie.

Vo výpočtovej časti je pomocou základných vzťahov hydromechaniky a uvažovaní idealnej Y(Q) charakteristiky vytvorený prepočet charakteristiky $\beta\check{c}(n_s)$ v závislosti na zmene šírky obežného kolesa a výstupného uhlu. Z vypracovaných charakteristík vyplýva, že vyššie špecifické otáčky, väčší rozdiel medzi vstupnou a výstupnou šírkou a menší výstupný uhol podporujú stabilitu Y(Q) charakteristiky. V nasledujúcej časti boli vypočítané a zobrazené krivky medze stability pre rôzne veličiny, ktoré pri podobných parametroch čerpadla môžu slúžiť ako hrubý odhad priebehu charakteristiky. V ďalšej časti výpočtovej štúdie bolo nadviazané na rozobratú problematiku príčin nárastu disipačnej funkcie. Snahou bolo overenie predpokladov z teoretickej časti, že rozšírenie v blízkosti nosa špirály má vplyv na stabilitu charakteristiky čerpadla. Samotnému prepočtu v programe Fluent predchádzal návrh špirály obežného kolesa a tvorba modelov v programe Gambit.

Výsledky, ktoré boli zistené z výpočtu prúdenia odpovedajú teoretickému predpokladu a mohli by potvrdzovať správnosť navrhnutých zmien. Pri práci a výpočtoch vznikal problém s konvergenciou výpočtu. Hlavný problém nastával u rezidualov kontinuity, ktorý zobrazuje výpočet rovnice kontinuty. V závernom bode čerpadla a jeho blízkom okolí je nulový alebo takmer nulový prietok, čo znamená, že takmer žiadna kvapalina (hmota) nevniká do priestoru obežného kolesa. Vplyvom odstredivých síl, ktoré vyvoláva rotácia lopatiek obežného kolesa, je kvapalina nútená k pohybu smerom k výstupu špirály. Tým, že musí byť dodržaný zákon zachovania hmotnosti kvapalina neodteká, ale vracia sa späť, čo vyvoláva spätné prúdenie, ktoré zrejme môže komplikovať prepočet v niektorých častiach modelu. Z toho dôvodu bola snaha pri nastavovaní výpočtu v programe Fluent, začínať výpočet s menšími otáčkami obežného kolesa (menším vplyvom odstredivých síl na kvapalinu) a postupným zvyšovaním otáčok. Ďalší vplyv na konvergenciu môže mať kvalita výpočtovej siete. Pri vytváraní siete došlo postupne k niekoľkým zmenám, ktorých cieľom bolo celkové zvýšenie kvality buniek a plynulosti prechodu medzi jednotlivými bunkami. Taktiež boli zmenené relaxačné faktory, ktoré môžu zabrániť divergencií. Napriek zmieneným pokusom, konvergencia výpočtov v týchto prípadoch nie je ideálna. Zistené hodnoty, sú nepresné. Z tohto dôvodu si myslím, že vo výpočte by sa malo pokračovať s uvažovaním nestacionárneho prúdenia, ktoré je ale časovo a výpočtovo náročnejšie a presahuje rámec tejto diplomovej práce.

V budúcnosti by sa mohlo nadviazať na riešenie problematiky stability Y(Q) charakteristiky vytvorením modelu podľa skutočného čerpadla s nestabilnou charakteristikou. Navrhnúť zmeny, ktoré by viedli k stabilizácií charakteristiky a overiť ich pomocou CFD programu Fluent.

9. Použité veličiny operátory a konštanty

Veličina	Jednotky	Význam
b_2	[m]	výstupná šírka obežného kolesa
b_3	[m]	vstupná šírka špirály
b_s	[m]	šírka špirály
c_i	[$m.s^{-1}$]	i-ta zložka absolutnej rychlosti
c_{m1}	[$m.s^{-1}$]	meridiálna zložka absolútnej rychlosti na vstupe do obežného kolesa
c_{m2}	[$m.s^{-1}$]	meridiálna zložka absolútnej rychlosti na výstupe z obežného kolesa
D	[W]	disipačná funkcia
D_2	[m]	výstupný priemer obežného kolesa
D_3	[m]	vstupný priemer špirály
d_h	[N.m]	priemer hriadeľa
D_K	[W]	hodnota disipačnej funkcie v obežnom kolese
D_S	[W]	hodnota disipačnej funkcie v čerpadle mimo obežné koleso
g	[$m^2.s^{-1}$]	gravitačné zrýchlenie
H	[m]	výška stĺpca kvapaliny
M_k	[N.m]	krútiaci moment
n	[s^{-1}]	otáčky čerpadla
n_b	[-]	súčiniteľ rychlobežnosti
n_r	[1]	jednotkový normálový v smere osi r
n_s	[min^{-1}]	špecifické otáčky
n_z	[1]	jednotkový normálový v smere osi z
n_φ	[1]	jednotkový normálový v smere osi φ
P	[W]	príkon
p	[Pa]	tlak
p_1	[Pa]	totálny tlak na vstupnej okrajovej podmienke
p_2	[Pa]	totálny tlak na výstupnej okrajovej podmienke
P_u	[W]	výkon kvapaliny na výstupe z čerpadla
Q	[$m^3.s^{-1}$]	prietok
Q_{opt}	[$m^3.s^{-1}$]	optimálny prietok
r	[m]	dĺžková radiálna súradnica
r_1	[m]	vstupný polomer obežného kolesa
r_2	[m]	výstupný polomer obežného kolesa
r_k	[m]	polomer špirály
S_1	[m^2]	vstupná plocha do čerpadla
S_2	[m^2]	výstupná plocha z čerpadla
S_i	[m]	i-ta zložka plochy
S_{K1}	[m^2]	vstupná plocha obežného kolesa
S_{K2}	[m^2]	výstupná plocha obežného kolesa
u_1	[$m.s^{-1}$]	obvodová rýchlosť kvapaliny na vstupe do obežného kolesa
u_2	[$m.s^{-1}$]	obvodová rýchlosť kvapaliny na výstupe z obežného kolesa
V	[m3]	objem, priestor vo vnútri obežného kolesa
v_r	[$m.s^{-1}$]	radiálna zložka rýchlosti

v_z	[m.s^{-1}]	zložka rýchlosti v smere osi z
v_φ	[m.s^{-1}]	tangenciálna zložka rýchlosti
w_1	[m.s^{-1}]	relatívna rýchlosť na vstupe do obežného kolesa
w_2	[m.s^{-1}]	relatívna rýchlosť na výstupe z obežného kolesa
w_i	[m.s^{-1}]	i-ta zložka relatívnej rýchlosti
x	[m]	dĺžková súradnica
x_i	[m]	i-ta zložka dĺžkovej súradnice
Y	[J.kg^{-1}]	merná energia
y	[m]	dĺžková súradnica
Y_1	[J.kg^{-1}]	vstupná merná energia kvapaliny v čerpadle
Y_2	[J.kg^{-1}]	výstupná merná energia kvapaliny v čerpadle
y_i	[m]	i-ta zložka dĺžkovej súradnice
Y_{opt}	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v optimálnom bode
Y_{opt1}	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v optimálnom bode na vstupe
Y_{opt2}	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v optimálnom bode na
Y_p	[J.kg^{-1}]	merná energia pôvodnej špirály
Y_r	[J.kg^{-1}]	merná energia rozšírenej špirály
Y_{th}	[J.kg^{-1}]	teoretická hodnota mernej energie
$Y_{th\infty}$	[J.kg^{-1}]	teoretická hodnota mernej energie pre nekonečný počet nekonečne tenkých lopát
Y_z	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v závernom bode
Y_{z1}	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v závernom bode na vstupe do obežného kolesa
Y_{z2}	[J.kg^{-1}]	hodnota mernej energie v závernom bode na výstupe z obežného kolesa
z	[m]	dĺžková tangenciálna súradnica
z	[-]	počet lopatiek v obežnom kolese
β_1	[°]	uhol kvapaliny na vstupe do obežného kolesa
β_2	[°]	uhol kvapaliny na výstupe z obežného kolesa
$\beta_{\check{c}}$	[°]	uhol čerpadla
$\overline{\beta_1}$	[°]	doplnkový uhol
$\overline{\beta_2}$	[°]	doplnkový uhol
ε_{ijk}	[1]	Levi-Civitov antisymetrický tenzor, matematický operátor
η	[-]	účinnosť čerpadla
η_s	[m]	súradnica konformného zobrazenia
η_h	[-]	hydraulická účinnosť čerpadla
π	[1]	Ludolfovo číslo, konštanta
ρ	[kg.m^{-3}]	hustota
φ	[°]	uhlová súradnica
χ	[-]	stodolová korekcia
ω	[1]	uhlová rýchlosť
ν	[m^2.s^{-1}]	kinematická viskozita
τ_{dov}	[Pa]	dovolené napätie
ξ	[m]	súradnica konformného zobrazenia

10. Zoznam použitých skratiek

CFD - Computational fluid dynamics, Výpočty dynamiky tekutin
MFR - Multiple frame of reference
2D - dvojrozmerný
3D - trojrozmerný
VUT -Vysoké učení technické
FSI -Fakulta strojního inženýrství

11. Zoznam použitých zdrojov

[1] NECHLEBA, Miroslav; HUŠEK, Josef.: *Hydraulické stroje*. Praha : SNTL, 1966.

[2] POCHYLÝ, František; HALUZA, Miloslav; KLAS Roman.: *The stability of Y(Q) characteristic curve*. 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems : 2010.

[3] PACIGA, Alexander.: Projektovanie a *prevádzka čerpacej techniky*. Bratislava : Alfa, 1990.

[4] PACIGA, Alexander; STRÝČEK, Oldrich; GANČO, Martin.: *Čerpacia technika*. Bratislava : Alfa, 1984.

[5] CHMATIL, Ľ. *Stabilita charakteristiky odstředivého čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 73 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Pochylý, CSc.

[6] ZIMNICKIJ, V.A. a kol.: *Lopastnyje nasosy*. Leningrad : [s.n.], 1986.

[7] http://www.sulzerpumps.fi/Catalogues/OHH_OHHL_E00697/index.html

[8] STRÝČEK, Oldrich; GANČO, Martin; *Čerpadlá. Hydraulický výpočet a konštrukcia.* Edičné stredisko SVŠT, Bratislava 1978

[9] VÁVRA, Pavel; LEINVEBER, Ján; *Strojnícke tabulky*. Praha: Albra, 2006.

[10] KADRNOŽKA, Jaroslav; *Lopatkové stroje*. Akademické nakladateľstvo CERM, s.r.o. Brno, 2003

[11] HALUZA, Miloslav; *Prednášky z predmetu Tekutinové stroje I.*

[12] POCHYLÝ, František; *Analýza proudění v savce vírové turbíny se zaměřením na disipaci mechanické energie.* Správa.