

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav energetiky



## **Diplomová práce**

**Návrh odstředivého čerpadla**

Design of centrifugal horizontal pump

Autor práce: Bc. Petr Vančura

Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Melichar, CSc.

Praha, 2018

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem práci s názvem "Návrh odstředivého čerpadla" vypracoval samostatně pod vedením pana prof. Ing. Jana Melichara, CSc. s použitím zdrojů, uvedených na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne:

---

Podpis:

---

## Anotační list

Jméno autora: Bc. Petr Vančura  
Název DP: Návrh odstředivého čerpadla  
Anglický název: Design of centrifugal horizontal pump  
Akademický rok: 2017/2018  
Ústav: Ústav energetiky  
Vedoucí DP: prof. Ing. Jan Melichar, CSc.  
Bibliografické údaje: Počet stran: 54  
Počet obrázků: 22  
Počet tabulek: 8  
Počet příloh: 8  
Klíčová slova: hydrodynamické čerpadlo, oběžné kolo, tvar lopatek  
Keywords: hydrodynamic pump, impeller, shape of the blades

### Abstrakt:

Cílem této diplomové práce je navrhnout odstředivé čerpadlo pro čerpání vody. Práce je rozdělena na dvě hlavní části. První část je teoretická a je v ní vypracována stručná rešerše na téma *čerpací technika* se zaměřením na odstředivá čerpadla. Druhá část je praktická a obsahuje samotný návrh čerpadla. V této části jsou pro zadané hodnoty vypočítány potřebné hydrodynamické parametry čerpadla včetně návrhu oběžného kola čerpadla a spirálového difuzoru. Praktická část dále obsahuje konstrukční návrh čerpadla a pevnostní výpočty exponovaných součástí. Výkresová dokumentace čerpadla je součástí příloh práce.

### Abstract:

The aim of this thesis is to design a centrifugal horizontal pump for pumping water. The thesis consists of two main parts. The first part is theoretical and contains a concise research concerning pumping machinery focusing on centrifugal pumps. The second part is practical and contains the design of the pump itself. In this part, necessary hydrodynamic parameters of the pump are calculated including the design of the impeller of the pump and the spiral diffuser. The practical part furthermore contains a construction design of the pump and strength calculations of the exposed parts. Drawings of the pump are attached as an annex to this thesis.

## Poděkování:

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Janu Melicharovi, CSc. za cenné připomínky a rady související s vypracováním diplomové práce. Dále bych rád poděkoval celé rodině a přátelům za podporu během magisterského studia.

# Obsah

1	Seznam použitých značek a symbolů.....	6
2	Úvod.....	10
3	Funkce čerpadel.....	10
4	Rozdělení čerpadel.....	10
5	Hlavní a přidružené parametry hydraulických stojů .....	12
6	Hydrodynamická čerpadla .....	13
6.1	Princip transformace energie u hydrodynamických stojů.....	13
7	Volba vhodného typu oběžného kola.....	17
8	Praktická část diplomové práce.....	19
9	Hydraulický výpočet oběžného kola čerpadla.....	19
9.1	Přepočítání zadaných parametrů potřebné pro výpočet.....	19
9.2	Výpočet kritérií hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů .....	20
9.3	Výpočet základních parametrů čerpadla a rozměrů hřídele .....	21
9.4	Určení meridiánového řezu oběžného kola .....	23
9.5	Návrh tvaru lopatek .....	31
9.5.1	Návrh tvaru střední proudnice $S$ .....	32
9.5.1.1	Konstrukce střední proudnice $S$ v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou .....	38
9.5.2	Návrh tvaru okrajových proudnic $A$ a $B$ .....	38
9.5.2.1	Konstrukce okrajové proudnice $A$ v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou .....	39
9.5.2.2	Konstrukce okrajové proudnice $B$ v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou .....	40
10	Návrh spirálového difuzoru.....	41
10.1	Konstrukce spirály .....	41
11	Výpočet ucpávky .....	46
11.1	Výpočet třecích ztrát ucpávky.....	47
11.2	Výpočet množství vody potřebné na chlazení ucpávky .....	47
11.3	Výpočet množství uniklé kapaliny.....	48

12	Návrh ložisek.....	48
13	Pevnostní kontrola dílčích součástí .....	49
13.1	Pevnostní kontrola pera.....	49
13.1.1	Kontrola pera na střížné napětí.....	49
13.1.2	Kontrola pera na tlak ve styčných plochách (otlačení) $p$ .....	49
13.2	Pevnostní kontrola hřídele .....	50
14	Závěr .....	51
	Seznam obrázků.....	52
	Seznam tabulek.....	52
	Seznam použité literatury .....	53
	Seznam příloh .....	54

# 1 Seznam použitých značek a symbolů

symbol	veličina	jednotka
$\Delta y$	kavitační deprese	J/kg
<b>A</b>	třecí kluzná plocha	m <sup>2</sup>
<b>b</b>	šířka mezery	mm
<b>b</b>	šířka pera	mm
<b>b<sub>1</sub></b>	šířky lopatky na vstupu	mm
<b>b<sub>2</sub></b>	šířky lopatky na výstupu	mm
<b>b<sub>3</sub></b>	šířka spirály	mm
<b>c</b>	průtočnou rychlost v mezeře	m/s
<b>C</b>	základní dynamická únosnost ložiska	N
<b>c<sub>m1</sub></b>	meridiánová rychlost na vstupu	m/s
<b>c<sub>m2</sub></b>	meridiánová rychlost na výstupu	m/s
<b>c<sub>mx</sub></b>	meridiánová rychlost v libovolné průtočné ploše	m/s
<b>c<sub>s</sub></b>	konstantní rychlost v kanále	m/s
<b>c<sub>s</sub></b>	rychlost proudění kapaliny na sání čerpadla	m/s
<b>c<sub>u1</sub></b>	skutečná obvodová složka rychlosti před OK	m/s
<b>c<sub>u2</sub></b>	skutečná obvodová složka rychlosti za OK	m/s
<b>c<sub>u2'</sub></b>	zidealizovaná složka absolutní rychlosti	m/s
<b>c<sub>v</sub></b>	výstupní rychlost ze spirály	m/s
<b>c<sub>v</sub></b>	měrná tepelná kapacita vody	J/kg·K
<b>d</b>	průměr hřídele	mm
<b>D</b>	vnější průměr ucpávky	m
<b>d</b>	vnitřní průměr ucpávky	m
<b>D<sub>0</sub></b>	vstupní průměru oběžného kola	mm
<b>D<sub>1</sub></b>	průměr na vstupní hraně lopatky	mm
<b>D<sub>2</sub></b>	průměr oběžného kola	mm
<b>D<sub>3</sub></b>	vstupní průměr spirály	m
<b>d<sub>n</sub></b>	průměr náboje	mm
<b>D<sub>0s</sub></b>	poloha střední proudnice	mm
<b>D<sub>t</sub></b>	vstupní průměru OK + tloušťka krycího disku	mm
<b>D<sub>v</sub></b>	výstupní průměr spirály	m
<b>f</b>	součinitel tření	-
<b>F</b>	síla	N
<b>g</b>	gravitační zrychlení	m/s <sup>2</sup>
<b>h</b>	šířka těsnící spáry	μm
<b>h</b>	výška pera	mm
<b>H</b>	požadovaná dopravní výška	m

<b>H<sub>t</sub></b>	teoretická dopravní výška čerpadla	m
<b>H<sub>t∞</sub></b>	teoretická dopravní výška čerpadla pro nekonečný počet nekonečně tenkých lopatek	m
<b>k</b>	míra bezpečnosti	-
<b>K</b>	empirický součinitel	-
<b>k</b>	směrný parametr	-
<b>k</b>	balanční poměry ucpávky	-
<b>k<sub>m1</sub></b>	směrný parametr na vstupu	-
<b>k<sub>m2</sub></b>	směrný parametr na výstupu	-
<b>L</b>	délka mezery	mm
<b>l</b>	délka pera	mm
<b>l'</b>	činná délka pera	mm
<b>L<sub>h</sub></b>	základní trvanlivost ložisek	h
<b>m</b>	hmotnost	kg
<b>M<sub>k</sub></b>	kroučící moment	N·m, N·mm
<b>M<sub>O</sub></b>	ohybový moment	MPa
<b>M<sub>V</sub></b>	množství vody potřebné na chlazení ucpávky	kg/s
<b>n</b>	otáčky	min <sup>-1</sup> , s <sup>-1</sup>
<b>n</b>	počet zvolených řezů	-
<b>n<sub>b</sub></b>	rychloběžnost	-
<b>n<sub>q</sub></b>	měrné otáčky	min <sup>-1</sup> , s <sup>-1</sup>
<b>n<sub>s</sub></b>	měrné otáčky	min <sup>-1</sup> , s <sup>-1</sup>
<b>P</b>	mechanický příkon	W
<b>p</b>	korekční faktor na konečný počet lopatek	-
<b>p</b>	tlak ve styčných plochách	MPa
<b>p<sub>1</sub></b>	max. tlak těsněného média	bar
<b>p<sub>1</sub></b>	vnitřní tlak (těsněný) (abs)	Pa
<b>p<sub>2</sub></b>	vnější tlak (abs)	Pa
<b>p<sub>D</sub></b>	dovolené napětí ve styčných plochách	MPa
<b>p<sub>f</sub></b>	těsnící tlak	Pa
<b>P<sub>h</sub></b>	hydraulický výkon	W
<b>P<sub>M</sub></b>	výkon	W
<b>p<sub>s</sub></b>	tlak na saní čerpadla	Pa
<b>P<sub>V</sub></b>	ztráta turbulencí chladicí vody v ucpávce	W
<b>p<sub>w</sub></b>	tlak nasycených par čerpané kapaliny	Pa
<b>P<sub>Z</sub></b>	třecí ztráty	W
<b>Q</b>	požadovaný objemový průtok	m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h
<b>q</b>	objemové ztráty	%



<b>Q'</b>	výsledný objemový průtok	$\text{m}^3/\text{s}$ , $\text{m}^3/\text{h}$
<b>R<sub>A</sub>, R<sub>B</sub></b>	reakce v uložení	N
<b>R<sub>e</sub></b>	mez kluzu materiálu	MPa
<b>s<sub>1</sub></b>	tloušťka lopatky na vstupní hraně	mm
<b>s<sub>2</sub></b>	tloušťka lopatky na výstupní hraně	mm
<b>S<sub>I÷VIII</sub></b>	plochy v řezech I÷VIII	$\text{m}^2$
<b>S<sub>M</sub></b>	statický moment střední proudnice	$\text{m}^2$
<b>S<sub>n</sub></b>	velikost plochy spirály v <i>n</i> řezu	$\text{m}^2$
<b>S<sub>střed.</sub></b>	střední tloušťka lopatky	mm
<b>t</b>	max. teplota média	°C
<b>t</b>	výška drážky v hřídeli	mm
<b>t<sub>1</sub></b>	výška drážky v náboji	mm
<b>u<sub>1</sub></b>	obvodová rychlost na vstupu do oběžného kola	m/s
<b>u<sub>2</sub></b>	obvodová rychlost na výstupu z oběžného kola	m/s
<b>u<sub>g</sub></b>	kluzná rychlost na třecí ploše	m/s
<b>v<sub>g</sub></b>	max. rychlost proudění média	m/s
<b>V<sub>K</sub></b>	množství uniklé kapaliny	ml/h
<b>w<sub>1</sub></b>	relativní rychlost na vstupu	m/s
<b>w<sub>2</sub></b>	relativní rychlost na výstupu	m/s
<b>Y</b>	měrná energie	J/kg
<b>z</b>	počet lopatek	-
<b>β'<sub>1</sub></b>	předběžný vstupní úhel lopatek	°
<b>β<sub>2</sub></b>	výstupní úhel lopatek	°
<b>β'<sub>2</sub></b>	předběžný výstupní úhel lopatek	°
<b>ΔH</b>	rozdíl tlaků před a za mezerou těsnícího kroužku	m
<b>Δh</b>	maximální místní snížení tlaku na lopatkách	m
<b>Δp</b>	tlaková diference ucpávky	Pa
<b>Δt<sub>v</sub></b>	uvažované ohřátí vody v ucpávce	K
<b>η</b>	celková účinnost	%
<b>η<sub>h</sub></b>	hydraulická účinnost čerpadla	%
<b>λ</b>	koeficient	-
<b>λ<sub>1</sub></b>	koeficient	-
<b>λ<sub>2</sub></b>	koeficient	-
<b>λ<sub>1 ÷ λ<sub>VIII</sub></sub></b>	hodnoty procentního zvětšení v řezech I÷VIII	%
<b>μ</b>	dynamická viskozita	Pa·s
<b>μ</b>	součinitel	-
<b>ξ</b>	konstanta respektující drážku pro pero	-

$\rho$	měrná hmotnost	m <sup>3</sup> /kg
$\sigma_{Dred}$	dovolené redukované napětí	MPa
$\sigma_{Dt}$	dovolené napětí v tahu	MPa
$\sigma_o$	ohybové napětí	MPa
$\sigma_{red}$	redukované napětí	MPa
$\tau_{Dk}$	dovoleného napětí v krutu	MPa
$\tau_{Ds}$	dovolené střížné napětí	MPa
$\tau_k$	napětí v krutu	MPa
$\tau_s$	střížné napětí	MPa
$\phi_1$	součinitel zúžení na vstupu	-
$\phi_2$	součinitel zúžení na výstupu	-
$\chi$	rezerva výkonu	-
$\psi'$	empirický korekční součinitel	-
$\omega$	úhlová rychlost	s <sup>-1</sup>

## 2 Úvod

Úkolem této diplomové práce je seznámit s problematikou návrhu odstředivých čerpadel. První část práce je věnována základnímu rozdělení čerpadel, principu činnosti hydrodynamických čerpadel a vhodné volby oběžného kola čerpadla.

Druhá část diplomové práce se zabývá samotný výpočtem oběžného kola čerpadla a návrhu tvaru lopatek. Součástí této části diplomové práce je také návrh spirálového difuzoru, nechanické ucpávky a konstrukční výpočet exponovaných součástí čerpadla. Jedná se především o návrh a následnou kontrolu hřídele, ložisek a pera. Výstupem této části je výkres sestavy čerpadla a výkresová dokumentace proudnic a spirálového difuzoru.

## 3 Funkce čerpadel

Čerpadlo je druh hydraulického stroje, ve kterém se transformuje mechanická energie přiváděná z vnějšího zdroje na energii hydraulickou. Působením pracovního prvku čerpadla, statickým nebo dynamickým účinkem, na kapalinu dochází tedy k přeměně její energie za účelem jejího přemístování (čerpání) z jednoho místa na druhé nebo za účel zvýšení jejího tlaku. Pracovní látkou hydraulických strojů je kapalina různých druhů a vlastností, která je nositelkou energie. Objektem čerpání nemusí být jen čistá homogenní kapalina, ale také vícefázové směsi obsahující pevné částice (suspenze) či vícefázové směsi obsahující plyny ve formě bublinek. Velké množství technicko-ekonomických a ekologických požadavků vede k velké různorodosti vyráběných čerpadel a k velkému množství různých konstrukčních řešení čerpadel. (Melichar 2012)

## 4 Rozdělení čerpadel

Čerpadla se rozdělují dle různých kritérií, které se vzájemně prolínají. Základní rozdělení čerpadel je podle podstaty činnosti na tři skupiny.

- Hydrostatická čerpadla:

V čerpadlech tohoto typu je přeměna mechanické energie na energii hydraulickou způsobena přímým působením pracovního prvku na kapalinu, bez zprostředkujícího mezistupně (kinetické energie kapaliny). Tlak v pracovním prostoru je hydrostatický.

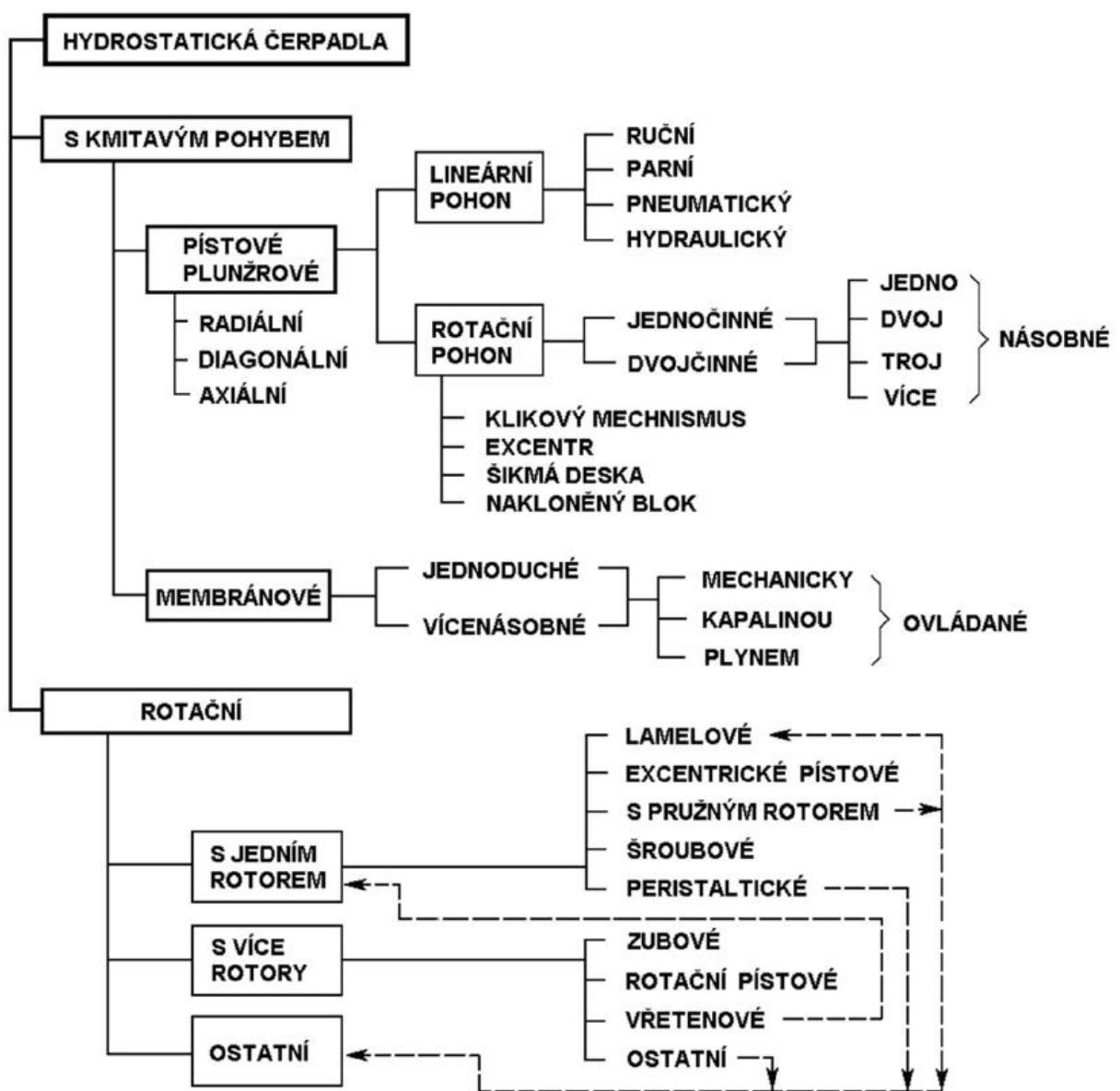
- Hydrodynamická (rotační) čerpadla:

Zde přeměna mechanické energie na energii hydraulickou probíhá v rotujícím lopatkovém oběžném kole na základě změn momentu hybnosti protékající kapaliny.

- Speciální čerpadla:

Sem patří například čerpadla proudová, periferální, vodní trkače či čerpadla mamutová. (Melichar 2012)

Na obr. 1 je zobrazeno orientační schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel.



Obrázek 1: Schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel (Melichar 2012)

## 5 Hlavní a přidružené parametry hydraulických stojů

Mezi hlavní parametry hydraulických stojů patří průtok a měrná energie.

**Průtok** hydraulického stroje  $Q$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) je definován jako objem kapaliny, který proteče určitým (vztažným) průřezem stroje za jednotku času.

**Měrná energie** hydraulického stroje  $E$  ( $\text{J}/\text{kg}$ ) je dána rozdílem celkových mechanických měrných energií kapaliny mezi vztažnými, obvykle konvenčně nebo normou definovanými průřezy.

Přidružené parametry hydraulických stojů jsou otáčky, příkon, účinnost a kavitační deprese.

**Otáčky**  $n$  ( $\text{s}^{-1}$ ) jsou mírou rychloběžnosti stroje a charakteristickou hodnotou hnacího, popřípadě hnaného stroje.

**Účinnost**, resp. celková účinnost  $\eta$  (1), charakterizuje hospodárnost přeměny energie v hydraulickém stroji. Obecně vyjadřuje poměr mezi energií ze stroje užitečně odváděnou a energií do stroje přiváděnou, resp. mezi výkonem a příkonem stroje

$$\eta = \frac{P_h}{P}.$$

Kde  $P_h$  je hydraulický výkon a  $P$  je mechanický příkon.

**Kavitační deprese**  $\Delta y$  ( $\text{J}/\text{kg}$ ) je v čerpací technice významným přidruženým parametrem čerpadla, který charakterizuje jeho kavitační vlastnosti. Kavitační deprese je účelově definována. Definiční vztah představuje energetickou bilanci kapaliny v konkrétně vymezeném prostoru čerpadla mezi vstupem do čerpadla a výstupem na jeho pracovní element (lopatka oběžného kola, píst). Kavitační deprese jako parametr čerpadla je definována vztahem

$$\Delta y = \frac{p_s}{\rho} + \frac{c_s^2}{2} - \frac{p_w}{\rho},$$

kde  $p_s$  je tlak na saní čerpadla,  $c_s$  je rychlost proudění kapaliny na saní čerpadla,  $\rho$  je hustota čerpané látky a  $p_w$  je tlak nasycených par čerpané kapaliny. (Melichar 2009)

## 6 Hydrodynamická čerpadla

V hydrodynamických čerpadlech se mění mechanická energie pohonu na kinetickou energii kapaliny tak, aby její následná přeměna uvnitř čerpadla vytvářela potřebné zvýšení tlaku. Mechanická energie se na hydraulickou přeměňuje pouze v lopatkovém prostoru oběžných kol. V ostatních částech čerpadla (statorové části mezi sacím a výtlačným hrdlem) probíhá jen přeměna jedné formy hydraulické energie na jinou. Tyto přeměny energie jsou u čerpání reálné kapaliny vždy spojeny se ztrátami. Mezi hydraulické ztráty patří třecí a místní ztráty mezi vstupním a výstupním hrdlem čerpadla a ztráta vířením, respektive ztráta způsobena nesprávným vstupem kapaliny na lopatky oběžného kola. Všechny ztráty způsobené mechanickým třením v pohybujících se částech stroje a třením vnějších ploch disků kola o kapalinu se zahrnují do mechanické účinnosti. (Melichar 2009)

### 6.1 Princip transformace energie u hydrodynamických stojů

U hydrodynamických stojů probíhá přeměna mechanické energie na hydraulickou nepřímo, prostřednictvím kinetické energie kapaliny. Tlak kapaliny je tedy hydrodynamický a je závislý na kinematických hodnotách proudového pole kapalin, tedy na její rychlosti a poloze. Přeměna mechanické energie na hydraulickou probíhá pouze v lopatkové části oběžného kola, počínaje na vstupní hraně lopatky (bod 1 na obr. 2) a končí na výstupní hraně lopatky (bod 2 na obr. 2). Díky silovému působení lopatek oběžného kola na kapalinu, se v kole mění hybnost kapaliny a kapalina získává hydraulickou energii. Mezilopatkový prostor tvoří s přilehlými částmi (nosným případě i krycím diskem oběžného kola) průtokové kanály, které jsou tvarované jako difuzory. Hydrodynamické stoje mají kontinuální průtok, neboť kanály oběžného kola jsou trvale propojeny se vstupní a výstupní částí stroje.

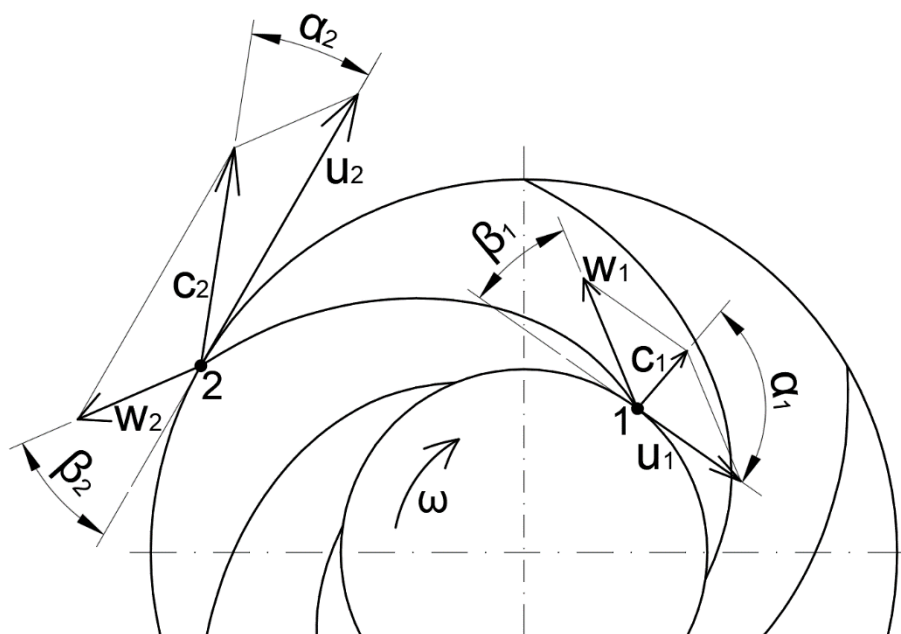
V mezilopatkovém prostoru oběžného kola se částice kapaliny pohybují od vstupu k výstupu a současně jsou vlivem otáčení oběžného kola unášeny v obvodovém směru. Relativní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k souřadnicovému systému, který rotuje s oběžným kolem úhlovou rychlostí  $\omega$ . Absolutní rychlosti kapaliny jsou vztaženy k pevnému souřadnicovému systému spojenému se statorem stroje. V oběžném kole vystihují kinematické poměry následující rychlosti:

$c$  – absolutní rychlost kapaliny,  $w$  – relativní rychlost kapaliny,  $u$  – unášivá (obvodová) rychlost kapaliny (obr. 2).

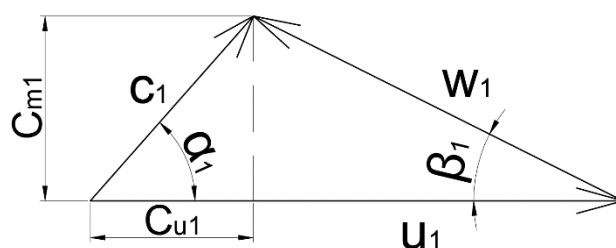
Vektorovým součtem těchto rychlostí vznikne tzv. rychlostní trojúhelník (obr. 3, obr. 4), ve kterém jsou vektory orientovány podle vztahu mezi rychlostmi.

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

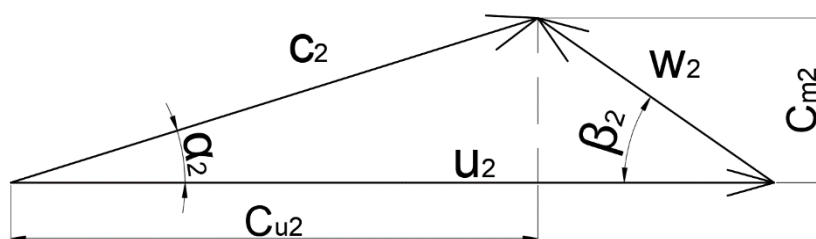
Rychlostní trojúhelníky se obvykle kreslí tak, že jejich základy tvoří obvodové rychlosti oběžného kola  $u$ . Rychlost absolutní svírá s obvodovou rychlostí, za normálních podmínek, ostrý úhle  $\alpha$  a rychlost relativní úhle  $\beta$ . Důležité doplňující, navzájem na sebe kolmé, složky absolutní rychlosti jsou meridiánová rychlost kapaliny  $c_m$  (ležící v rovině meridiánového řezu oběžným kolem a je kolmá na rychlost  $u$ ) a hybná (obvodová nebo též unášivá) složka absolutní rychlosti  $c_u$ .



Obrázek 2: Kinematické poměry v oběžném kole (Brada & Bláha 1992)

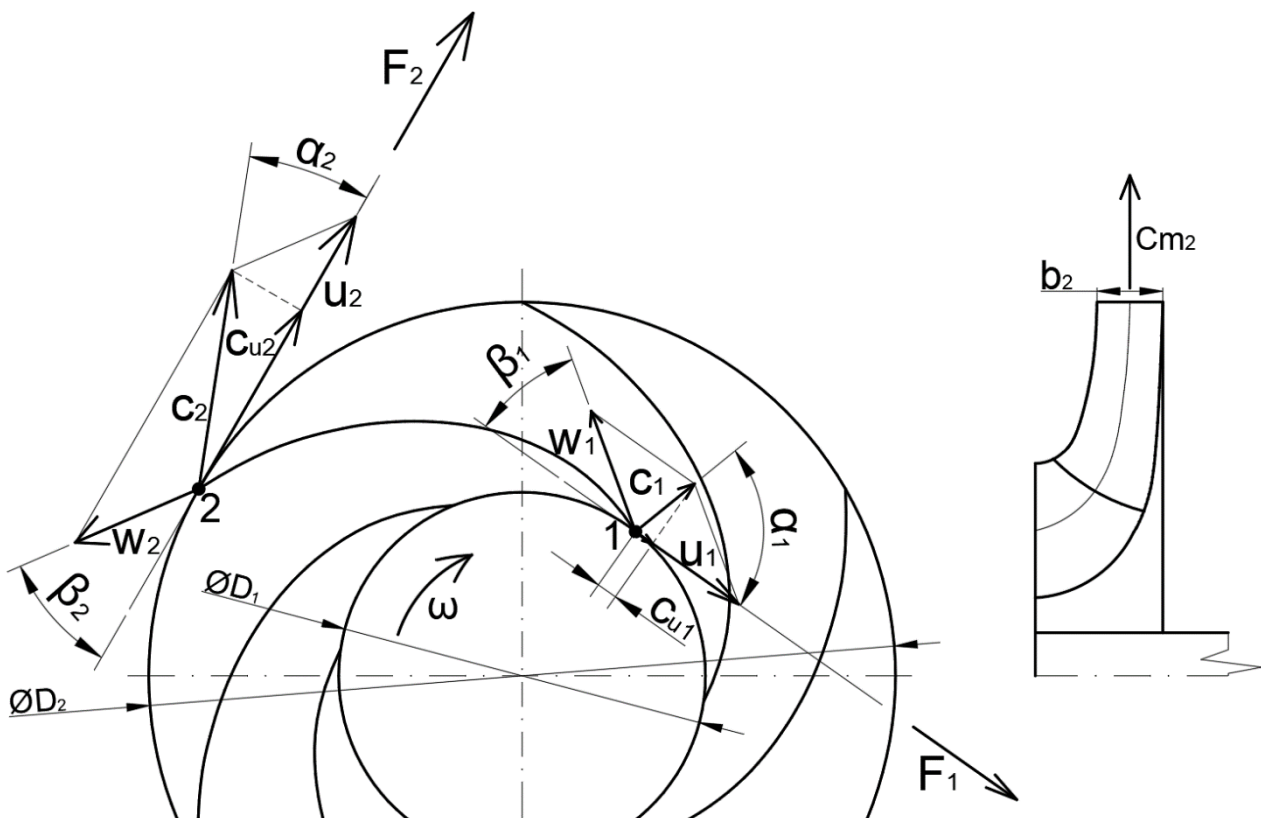


Obrázek 3: Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola (Brada & Bláha 1992)



Obrázek 4: Rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola (Brada & Bláha 1992)

Pro určení základní energetické rovnice hydrodynamických stojů se zavádějí zjednodušující předpoklady a fiktivní oběžné kolo. Uvažuje se časově ustálené proudění nevazké, nestlačitelné kapaliny radiálním oběžným kolem s nekonečným počtem nekonečně tenkých, prostorově nezborčených lopatek, které dokonale vedou kapalinu. Na obr. 5 je zobrazeno fiktivní oběžné kolo, jehož vstupní průměr je  $D_1$  a výstupní průměr  $D_2$ . V meridiánovém průřezu kola (obr. 5 vpravo) je zobrazena meridiánová složka absolutní rychlosti  $c_{m2}$  a šířka oběžného kola na výstupu  $b_2$ . Základní energetická rovnice plyne z věty o změně hybnosti na oběžné kolo. Vnější moment hybnosti, který udělí lopatka kapalině, je vztažen k souřadnicovému systému spojenému se statorem čerpadla. Příslušné funkční síly  $F$  (obr. 5) na daných průměrech  $D$  jsou proto znázorněny ve směru hybných složek absolutních rychlostí  $c_u$  kapaliny. Rozdíl mezi hybností kapaliny na vstupu do lopatkové části kola a hybností, kterou má kapalina těsně po výstupu z lopatkového prostoru představuje vnější změnu hybnosti kapaliny.



Obrázek 5: Schéma k aplikaci věty o změně hybnosti na radiální oběžné kolo čerpadla (Brada & Bláha 1992)



Meridiánová rychlost  $c_m$  souvisí s ustáleným průtokem kapaliny fiktivním oběžným kolem  $Q_{kt}$  podle rovnice kontinuity (zákon zachování hmotnosti)

$$Q_{kt} = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_m,$$

kde  $D$  je obecný průměr  $b$  jemu příslušná šířka (v meridiánovém řezu) oběžného kola.

Hybná složka absolutní rychlosti  $c_u$  souvisí s měrnou energií kapaliny  $Y$ . Tato souvislost plyne z aplikace věty o změně hybnosti kapaliny při jejím průtoku oběžným kolem. Prvek kapaliny o elementární hmotnosti  $dm$  při průtoku fiktivním oběžným kolem má v obvodovém směru hybnost  $dm \cdot c_u$ . Časová změna hybnosti udává silový účinek mezi kapalinou a oběžnou lopatkou. Pro veškerou kapalinu protékající oběžným kolem pak podle věty o změně hybnosti platí vektorový vztah

$$\int (dm \cdot \vec{c}_u) \cdot \frac{d}{dt} = \vec{F} = \dot{m}_k \cdot \vec{c}_u = Q_{kt} \cdot \rho \cdot \vec{c}_u,$$

kde  $\dot{m}_k$  je hmotnostní průtok a  $Q_{kt}$  je objemový průtok kapaliny oběžným kolem. Vektory  $\vec{F}$  a  $\vec{c}_u$  mají stejný směr i smysl (obr. 5). Síla  $F$  je tečná ke kružnici o průměru  $D$  a vyvozuje k ose oběžného kola moment  $M$

$$M = F \cdot \frac{D}{2}.$$

Kapalina protékající oběžným kolem mění nuceně hybnost mezi vstupní a výstupní hranou oběžných lopatek. Tuto změnu hybnosti lze vyjádřit následujícím vztahem

$$F_2 - F_1 = Q_{kt} \cdot \rho \cdot (c_{u2} - c_{u1}).$$

Změnu momentu hybnosti kapaliny v oběžném kole pak můžeme vyjádřit vztahem

$$M = F_2 \cdot \frac{D_2}{2} - F_1 \cdot \frac{D_1}{2} = \frac{Q_{kt} \cdot \rho}{2} \cdot (D_2 \cdot c_{u2} - D_1 \cdot c_{u1}) = Q_{kt} \cdot \rho \cdot (R_2 \cdot c_{u2} - R_1 \cdot c_{u1}).$$

Momentu  $M$  při otáčení oběžného kola čerpadla úhlovou rychlostí  $\omega = u/R$  odpovídá výkon přenesený na kapalinu  $P$  dle vztahu

$$P = M \cdot \omega = Q_{kt} \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}),$$

kde člen v závorce představuje teoretickou měrnou energii přenesenou kapalině v oběžném kole  $Y_{12t\infty}$ . Tato energie je označována jako teoretická, protože je platná pro výše uvedené zjednodušující předpoklady.

Rovnice udávající teoretickou měrnou energii kapaliny  $Y_{12t\infty}$  pomocí hybných složek absolutních rychlostí a unášivých rychlostí, je tzv. Eulerova pracovní rovnice, která má pro čerpadlo následující tvar

$$Y_{12t\infty} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}.$$

Je zřejmé, že kapalině dodaná měrná energie, je úměrná rozdílu složek absolutní rychlosti. Při hydraulickém řešení čerpadla se obvykle předpokládá tzv. bezrotační vstup kapaliny do oběžného kola ( $\alpha_1=90^\circ$ , resp.  $c_{u1}=0$ ), tedy součin  $u_1 \cdot c_{u1}$  je roven nule. Pro velikost teoretické měrné energie kapaliny je tedy rozhodující hybná složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžného kola  $c_{u2}$ . Hodnota  $Y_{12t\infty}$  představuje zároveň teoretický hlavní parametr (teoretickou měrnou energii čerpadla) čerpadla, resp. čerpadla, ve kterém nejsou žádné hydraulické ztráty a jehož pracovní prvek je fiktivní oběžné kolo. U reálných strojů se provádějí korekce měrné energie z nekonečného na konečný počet lopatek, a to vhodnými metodami příslušící konkrétnímu typu čerpadla (radiální, diagonální, axiální). Dále je třeba respektovat, u reálných strojů, vazkost reálných kapalin, která značně ovlivňuje charakter proudění hydrodynamickým stojem a je zdrojem hydrodynamických ztrát v konkrétním protékaném prostoru čerpadla. (Melichar 2009)

## 7 Volba vhodného typu oběžného kola

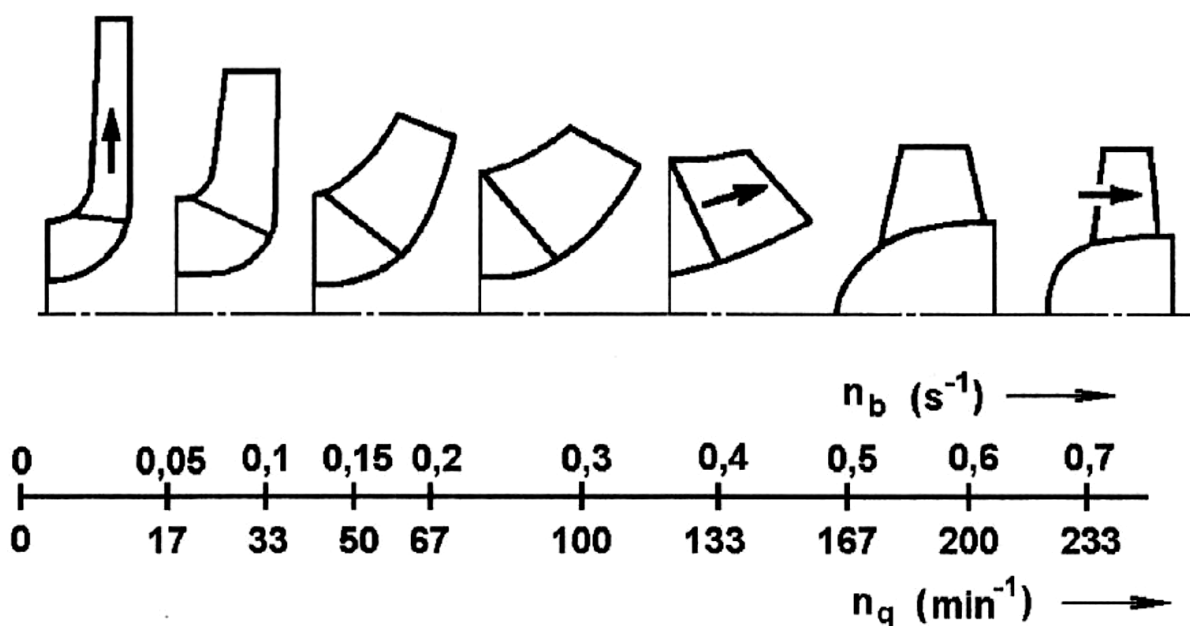
V čerpací technice lze efektivně uplatnit hydrodynamickou podobnost. Na základě této podobnosti mj. lze třídit a blíže specifikovat typy čerpadel a v rámci konkrétního typu volit optimální geometrii protékaného prostoru čerpanou kapalinou. Vhodná kritéria hydrodynamické podobnosti se často uplatňují na tvary užívané v modelování ve zkušební a projekční praxi. V oboru čerpadel je toto kritérium nazývané rychloběžnost  $n_b$  nebo také měrné otáčky  $n_q$  či specifické otáčky  $n_s$ . Toto kritérium souvisí s jmenovitými parametry čerpadla, tj. s jeho průtokem  $Q$ , měrnou energií  $Y$  a otáčkami  $n$ . Rychloběžnost je definována vztahem

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

Kritérium rychloběžnosti má fyzikální význam otáček srovnávacího čerpadla, jehož hlavní jmenovité parametry jsou jednotkové tedy  $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$  a  $Y=1 \text{ J/kg}$ . Po dosazení jednotkových hlavních parametrů do vztahu pro výpočet rychloběžnosti, dostaneme  $n_b=n$ . Číselná hodnota rychloběžnosti je tedy hodnotou otáček srovnávacího stroje, která má jednotkové parametry. Jestliže dva porovnávané geometricky podobné stroje mají stejnou číselnou hodnotu rychloběžnosti, pak tyto stroje považujeme za hydrodynamicky podobné. Z hlediska velikosti kritéria rychloběžnosti nebo měrných otáček lze čerpadla označit jako specificky pomaloběžná nebo specificky rychloběžná. K vyčíslení rychloběžnosti nebo měrných otáček je nutné vedle hlavních parametrů

znát také otáčky čerpadla. Při jejich volbě je třeba zohlednit i volený pohon čerpadla (elektromotor, spalovací motor, hydraulický pohon, turbína).

Číselná hodnota rychloběžnosti (eventuálně měrných otáček  $n_q$  či  $n_s$ ) je směrodatná pro volbu nejvhodnějšího typu oběžného kola, a tedy i typu čerpadla. Určitému tvaru kola, a tedy i směru průtoku kapaliny oběžným kolem, přísluší určité rozmezí měrných otáček. Orientační závislost tvaru meridiánového řezu oběžného kola na rychloběžnost  $n_b$  eventuálně na měrných otáčkách  $n_q$ , pro čerpadla určena k čerpání newtonských kapalin je patrná z obr. 6.



Obrázek 6: Závislost tvaru oběžných kol čerpadel na rychloběžnosti  $n_b$  nebo na měrných otáčkách  $n_q$  (Melichar 2009)

Z obr. 6 je zřejmý přechod tvaru oběžných kol hydrodynamických čerpadel od radiálních typů pomaluběžných (nízká hodnota  $n_q$ ) až po axiální typy rychloběžné (vysoká hodnota  $n_q$ ). Hodnota  $n_q$  roste s rostoucím průtokem a klesající měrnou energií. S rostoucí hodnotou  $n_q$  přechází radiální průtok postupně v diagonální a posléze v axiální, současně roste šířka oběžného kola v meridiánovém žeru a klesá poměr průměru  $D_2/D_1$ . (Melichar 2012)

## 8 Praktická část diplomové práce

Úkolem praktické části diplomové práce je na základě zadaných parametrů navrhnout čerpadlo. Vzhledem k zadaným hodnotám bylo zvoleno odstředivé čerpadlo. Úkolem je výpočet kritérií hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů a hydraulický výpočet základních rozměrů oběžného kola. Dále je zapotřebí provést návrh tvaru lopatek oběžného kola. Součástí diplomové práce je i návrh difuzorového rozvaděče (spirálové skříně), výpočet mechanické ucpávky a pevnostní výpočty exponovaných součástí. Na základě těchto výpočtů dále bude vypracována příslušná výkresová dokumentace.

Při hydraulickém výpočtu oběžného kola se vychází z požadovaných parametrů čerpadla, tedy požadovaného průtoku  $Q$  a požadované dopravní výšky  $H$ , popřípadě měrné energie  $Y$ . Dále musíme vycházet z veličin, které charakterizují vlastnosti čerpané látky. Jsou to veličiny měrná hmotnost  $\rho$ , dynamická viskozita  $\mu$  a teplota  $t$ . Všechny zadané hodnoty jsou uvedeny v tab. 1.

Q	144	m <sup>3</sup> /h
H	20	m
n	1450	min <sup>-1</sup>

Tabulka 1: Zadané parametry

Dopravovaná kapalina je čistá voda o teplotě cca 20 °C. Vlastnosti vody pro tuto teplotu jsou uvedeny v tab. 2.

$\rho$	998,2	kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	$1,002 \cdot 10^{-3}$	Pa·s

Tabulka 2: Vlastnosti vody při tep. 20 °C

## 9 Hydraulický výpočet oběžného kola čerpadla

V této kapitole jsou napočtena hydrodynamická kritéria podobnosti hydraulických strojů a základní rozměry oběžného kola.

### 9.1 Přepočet zadaných parametrů potřebné pro výpočet

- Objemový průtok  $Q$ :

$$Q[m^3/s] = \frac{Q[m^3/h]}{3600} = \frac{144}{3600} = 0,04 m^3/s$$

- Otáčky  $n$ :

Otáčky čerpadla je nutné volit s ohledem na použitý pohon čerpadla. Čerpadlo bude poháněno elektromotorem o otáčkách  $n=1460 \text{ min}^{-1}$ . (Anon. n.d.)

$$n[s^{-1}] = \frac{n[\text{min}^{-1}]}{60} = \frac{1460}{60} = 24,33 \text{ s}^{-1}$$

- Měrná energie  $Y$ :

$$Y = g \cdot H = 9,81 \cdot 20 = 196,2 \text{ J/kg}$$

- Úhlová rychlost  $\omega$ :

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 24,33 = 152,89 \text{ s}^{-1}$$

## 9.2 Výpočet kritérií hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů

Základní kritéria hydrodynamických podobností hydraulických strojů jsou měrné otáčky  $n_q$  (dříve specifické  $n_s$ ) a rychloběžnost  $n_b$ .

Velikost měrných otáček, které představují kritérium hydrodynamické podobnosti, je velmi důležitá pro vlastní výpočet čerpadla. Podle velikosti měrných otáček (popřípadě specifických otáček či rychloběžnosti) se můžeme orientovat při výběru vhodného typu oběžného kola pro dané parametry. Obrázek 6 v kapitole 7 ukazuje rozsah měrných otáček v závislosti na tvaru meridiánového řezu oběžného kola. Dále můžeme podle velikosti specifických otáček zjistit, kolikastupňové bude čerpadlo. V případě, že je velikost specifických otáček mimo rozsah  $n_s = (60 \div 1200) \text{ min}^{-1}$ , je nutné volit vícestupňovou koncepci čerpadla.

- Rychloběžnost  $n_b$ :

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{Y^{0,75}} = 24,33 \cdot \frac{0,04^{0,5}}{196,2^{0,75}} = 0,0928$$

- Měrné otáčky  $n_q$ :

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} = 1460 \cdot \frac{0,04^{0,5}}{20^{0,75}} = 30,88 \text{ min}^{-1}$$

- Měrné otáčky (dříve specifické)  $n_s$ :

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} = 3,65 \cdot 1460 \cdot \frac{0,04^{0,5}}{20^{0,75}} = 112,69 \text{ min}^{-1}$$

Výsledná hodnota měrných otáček odpovídá podle obrázku 6 v kapitole 7 radiálnímu oběžnému kolu. Velikost specifických otáček je v rozsah  $n_s = (60 \div 1200) \text{ min}^{-1}$ , proto volím koncepci jednostupňového čerpadla.

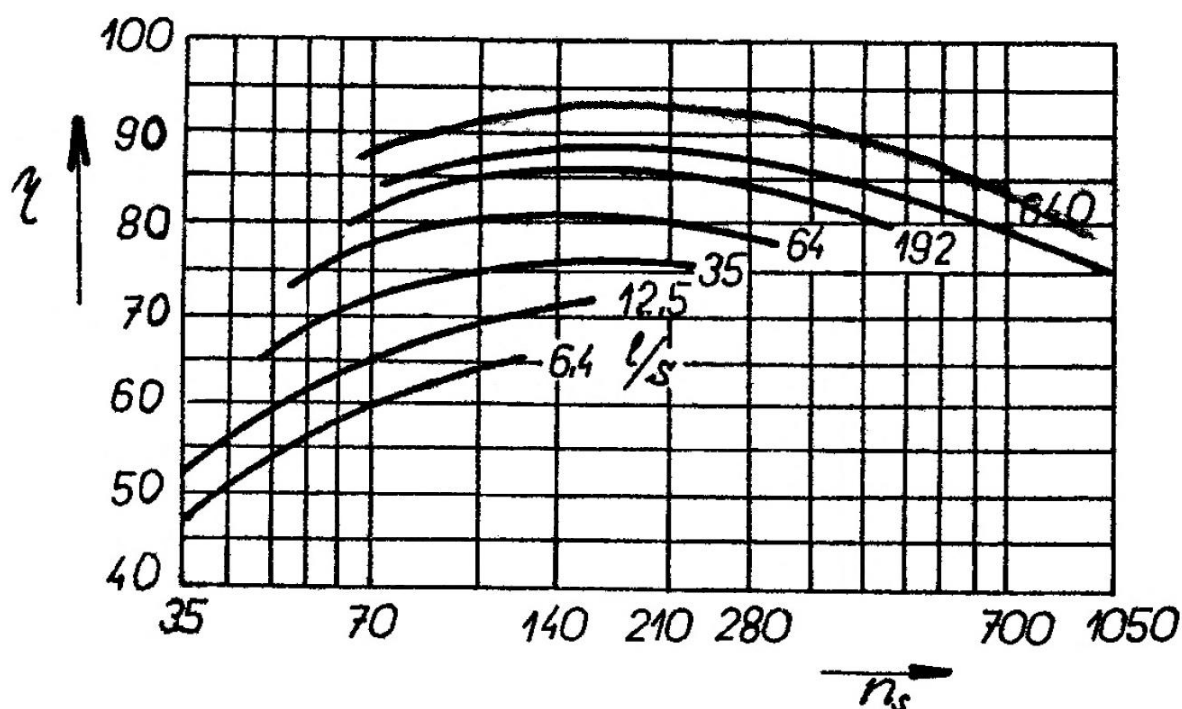
### 9.3 Výpočet základních parametrů čerpadla a rozměrů hřídele

Jedním ze základních parametrů čerpadla je velikost jeho příkonu  $P$ , který lze spočítat dle vztahu

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta},$$

kde  $\eta$  je celková účinnost čerpadla, která vychází z celkových ztrát v čerpadle.

Stanovení velikosti všech ztrát v čerpadle je v tomto stádiu výpočtu těžko splnitelné, protože o počítaném oběžném kole neznáme téměř žádné údaje. Proto se vychází z účinnosti už vyrobených čerpadel podobného typu a velikosti, účinnost je tedy funkcí specifických otáček a průtoku  $\eta = f(n_s, Q)$ . Pro dané specifické otáčky  $n_s$  a průtok  $Q$  můžeme z diagramu na obr. 7 odečíst hodnotu celkové účinnosti  $\eta$ .



Obrázek 7: Závislost celkové účinnosti na specifických otáčkách a dopravovaného množství kapaliny (Strýček & Gančo 1968)

Z diagramu je patrné, že pro průtok  $Q = 40 \text{ l/s}$  a specifické otáčky  $n_s = 112,69 \text{ min}^{-1}$  je celková účinnost  $\eta = 77 \%$ .

Protože už známe hodnotu celkové účinnosti, můžeme spočítat příkon čerpadla  $P$

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} = \frac{998,2 \cdot 9,81 \cdot 0,04 \cdot 20}{0,77} = 10\,192 \text{ W} \cong 10,2 \text{ kW}.$$

Pro výpočet výkonu elektromotoru použijeme vztah  $P_M$

$$P_M = P \cdot \chi = 10,2 \cdot 1,25 = 12,74 \text{ kW},$$

kde  $\chi$  je rezerva výkonu, která je závislá na znečištění kapaliny mechanickými nečistotami a na rozsahu pracovní oblasti na charakteristice čerpadla. Pro běžné případy můžeme volit hodnotu  $\chi$  v rozmezí  $\chi = 1,15 \div 1,4$ .

Z hodnoty vypočítaného výkonu  $P_M$  můžeme najít vhodný elektromotor, který se svým výkonem nejvíce přibližuje vypočítané hodnotě a má požadované otáčky. Byl zvolen elektromotor, který má příkon  $P_M = 15 \text{ kW}$  a otáčky  $n = 1460 \text{ min}^{-1}$ . (Anon. n.d.)

- Výpočet průměru hřídele:

Hřídel je namáhána především na krut, proto je nutné vypočítat přenášený kroutící moment  $M_k$  pomocí následujícího vztahu

$$M_k = \frac{P_M}{\omega} = \frac{15\,000}{152,89} = 98,11 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Pro výpočet průměru hřídele musíme dále určit materiál, ze kterého bude hřídel vyrobena. Volba materiálu je důležitá pro výpočet dovoleného napětí v krutu  $\tau_{Dk}$ . Jako materiál hřídele byla zvolena ocel třídy 11 600. Nyní můžeme spočítat dovolené napětí v krutu  $\tau_{Dk}$  pomocí následujících vztahů

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot \sigma_{Dt} = 0,6 \cdot 218,75 \cong 130 \text{ MPa},$$

kde  $\sigma_{Dt}$  je dovolené napětí v tahu a lze ho určit ze vztahu

$$\sigma_{Dt} = \frac{R_e}{k} = \frac{350}{1,6} = 218,75 \text{ MPa},$$

kde  $R_e$  je mez kluzu materiálu a  $k$  je míra bezpečnosti. Pro daný materiál (ocel třídy 11 600) se mez kluzu volí v rozmezí  $R_e = (284 \div 588) \text{ MPa}$  (Řasa & Švercl 2007) a míra bezpečnosti  $k = 1,6 \div 1,7$ . (Gruber n.d.) S ohledem na vruby a jiné namáhání hřídele bylo zvoleno dovolené namáhání v krutu  $\tau_{Dk} = 100 \text{ MPa}$ .

Nyní můžeme určit průměr hřídele dle vztahu

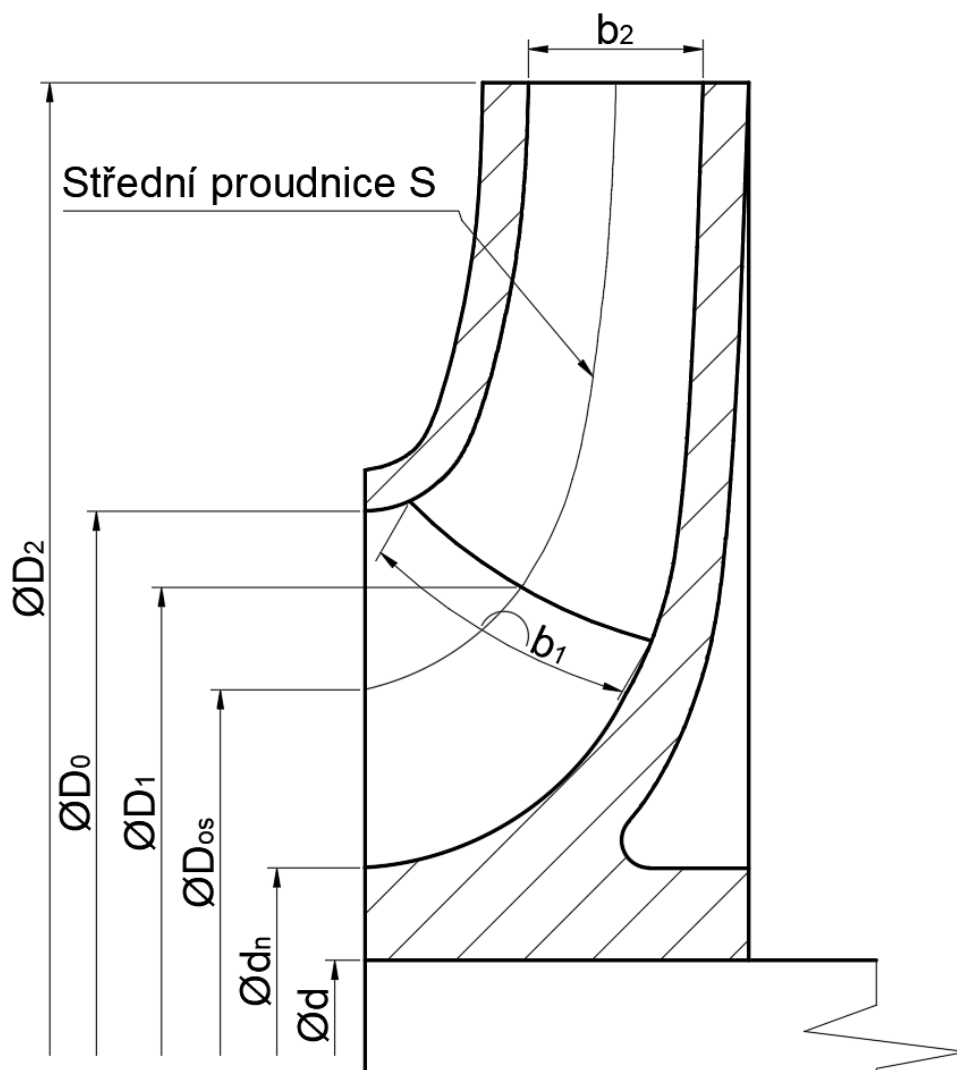
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 98\,110}{\pi \cdot 100}} \geq 17,1 \text{ mm}.$$

Průměr hřídele volíme s ohledem na tolerované rozměry  $d = 30 \text{ mm}$ .

#### 9.4 Určení meridiánového řezu oběžného kola

Určení meridiánového řezu oběžného kola spočívá především v určení hlavních rozměrů oběžného kola, v určení tvaru kanálu v tomto řezu a také v určení tvaru proudnic, které udávají rozložení meridiánových rychlostí.

Hlavní rozměry oběžného kola jsou zakótovány na obr. 8.



Obrázek 8: Hlavní rozměry radiálního oběžného kola

Při výpočtu hlavních rozměrů oběžného kola obvykle začínáme výpočtem průměru  $d_n$ . Tento průměr je závislý od průměru hřídele  $d$  a lze ho spočítat dle následujícího vztahu

$$d_n = \xi \cdot d = 1,8 \cdot \frac{30}{1000} = 0,054 \text{ m},$$

kde  $\xi$  je konstanta respektující drážku pro pero.



Pro výpočet dalších rozměrů oběžného kola musíme nejprve stanovit rozložení rychlostí v meridiánovém průřezu. Můžeme vycházet z předpokladu, že kapalina proudí k oběžnému kolu v axiálním směru, bez rotačních složek rychlostí a s přibližně stejnými meridiánovými rychlostmi v průřezu (jedná se o tzv. bezrotační vstup kapaliny, který se klade jako požadavek při hydraulickém návrhu vstupních prostor čerpadla). Dále budeme předpokládat, že v jednotlivých průtočných průřezích je meridiánová rychlost konstantní, a to i v zahnuté části kanálu. Metoda, která vychází z tohoto předpokladu, se nazývá jednorozměrná metoda výpočtu. Oběžná kola řešená touto metodou mají dobré hydraulické vlastnosti a plynulý tvar lopatek.

- Výpočet meridiánové složky absolutní rychlosti na vstupním průřezu  $c_{m1}$  (dále jen „meridiánová rychlost na vstupu“):

Meridiánovou rychlost na vstupu  $c_{m1}$  můžeme určit z následujícího vztahu

$$c_{m1} = k_{m1} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,171 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} = 3,387 \text{ m/s},$$

kde  $k_{m1}$  je směrný parametr, který byl odečten z diagramu na obr. 9 pro vypočtené specifické otáčky  $n_s$ .

- Výpočet meridiánové složky absolutní rychlosti na výstupním průřezu  $c_{m2}$  (dále jen „meridiánová rychlost na výstupu“):

Meridiánovou rychlost na výstupu  $c_{m2}$  můžeme určit z následujícího vztahu

$$c_{m2} = k_{m2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,124 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} = 2,456 \text{ m/s},$$

kde  $k_{m2}$  je směrný parametr, který byl odečten z diagramu na obr. 9. pro vypočtené specifické otáčky  $n_s$ .

- Výpočet vstupního průměru oběžného kola  $D_0$ :

Pro výpočet vstupního průměru oběžného kola  $D_0$  je třeba určit objemové ztráty vznikající převážně v těsnících plochách. Protože ještě neznáme hlavní rozměry oběžného kola, je třeba tyto ztráty odhadnout a navýšit objemový průtok o hodnotu těchto ztrát. Objemové ztráty  $q$  se pohybují v rozmezí  $q = (3 \div 6) \% Q$ . Výsledný průtok  $Q'$  spočítáme dle vztahu

$$Q' = q \cdot Q = 1,04 \cdot 0,04 = 0,0416 \text{ m}^3/\text{s}.$$

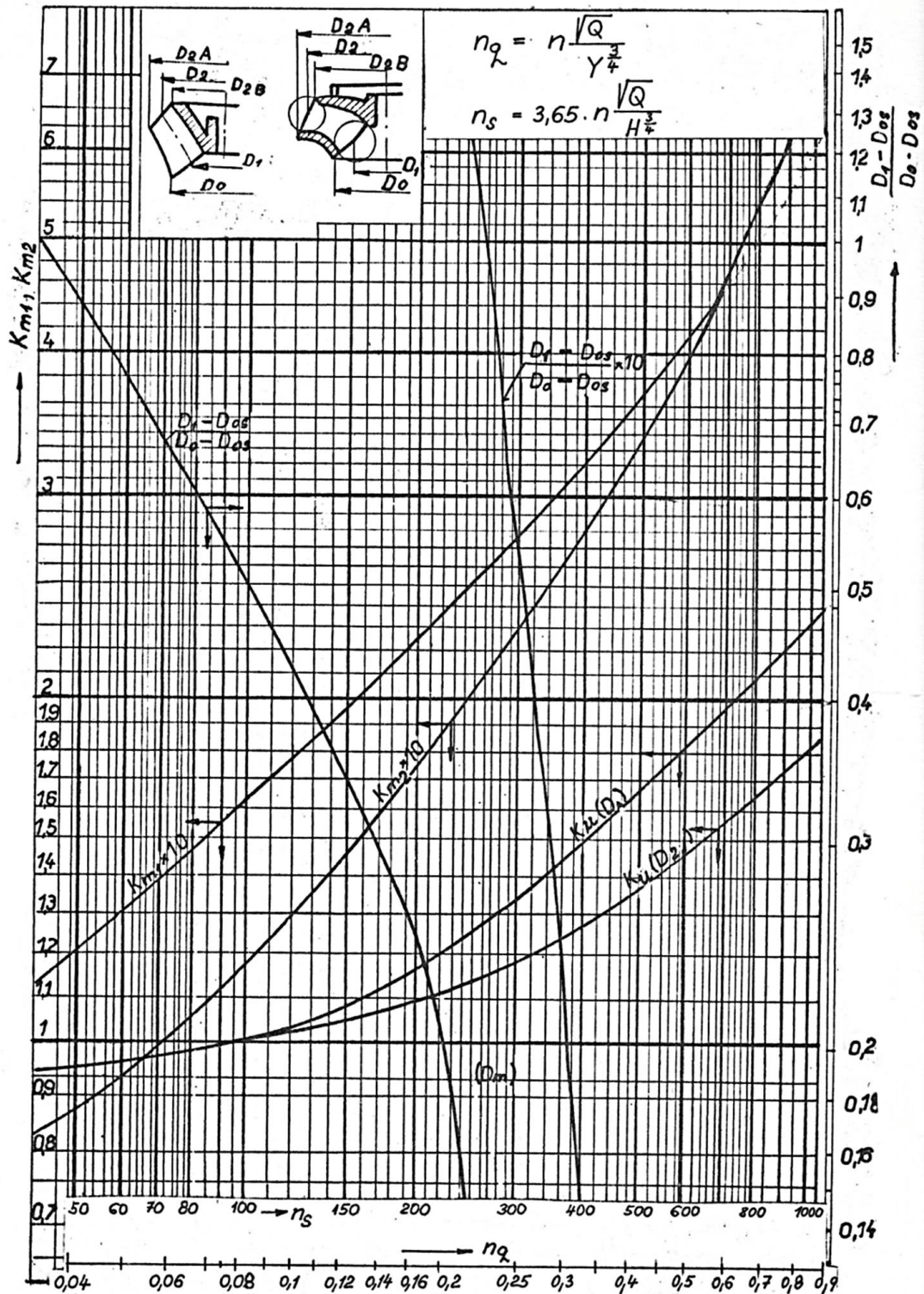
Pro objemové ztráty byla zvolena hodnota 4 % z celkového průtočného množství.

Nyní můžeme spočítat vstupní průměr oběžného kola  $D_0$  dle vztahu

$$D_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q'}{c_{m1} \cdot \varphi_1} + d_n^2} = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,416}{3,387 \cdot 0,82} + 0,054^2} = 0,1483 \text{ m,}$$

kde  $\varphi_1$  je součinitel zúžení na vstupu a jeho hodnota se volí v rozmezí  $\varphi_1 = 0,82 \div 0,86$ .

Byla zvolena hodnota  $\varphi_1 = 0,82$ .



Obrázek 9: Směrné parametry čerpadla (Strýček & Gančo 1968)

- Výpočet průměru oběžného kola  $D_2$ :

Dále si určíme průměr  $D_2$ , který udává průsečík střední proudnice  $S$  s výstupní hranou lopatek  $b_2$ . Tento průměr je vázaný s pracovní rovinou výstupního úhlu lopatek  $\beta_2$ . Na velikosti průměru  $D_2$  tedy bude záviset i velikost úhlu  $\beta_2$ . Z hlediska výhodných hydraulických vlastností oběžného kola je nutné dosáhnout velikosti úhlu  $\beta_2$  v rozmezí  $\beta_2 = (22 \div 30)^\circ$ .

Pro výpočet průměru  $D_2$  potřebujeme znát obvodovou rychlost na výstupu z oběžného kola  $u_2$ . Obvodovou rychlost  $u_2$  určíme ze vztahu

$$u_2 = k_u \cdot \sqrt{\frac{0,84}{\eta_h}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 1,01 \cdot \sqrt{\frac{0,84}{0,847}} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} = 19,92 \text{ m/s},$$

kde  $k_u$  je směrný parametr a jeho hodnota byla odečtena z grafu na obr. 9 pro vypočtené specifické otáčky  $n_s$ . Veličina  $\eta_h$  je hydraulická účinnost čerpadla, kterou lze určit ze vztahu

$$\eta_h = \sqrt{\eta} - 0,03 = \sqrt{0,77} - 0,03 = 0,847.$$

Nyní můžeme určit průměr oběžného kola  $D_2$  dle vztahu

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 19,92}{\pi \cdot 1460} = 0,2606 \text{ m}.$$

- Výpočet polohy střední proudnice  $S$  na vstupu do oběžného kola  $D_{os}$ :

Na sestrojení celého meridiánového řezu oběžného kola je nutné znát nejen hlavní rozměry oběžného kola, ale také celý tvar kanálu včetně proudnic. Především je třeba určit tvar střední proudnice  $S$ . Střední proudnice rozděluje všechny průtočné plochy oběžného kola na dvě stejné části, kterými protéká stejné průtočné množství kapaliny. V rovné (axiální) části vstupu do oběžného kola (obr. 8) je potom poloha střední proudnice dána průměrem  $D_{os}$ , který určíme ze vztahu

$$D_{os} = \sqrt{\frac{D_0^2 + d_n^2}{2}} = \sqrt{\frac{0,1483^2 + 0,054^2}{2}} = 0,1116 \text{ m}.$$

- Výpočet průměru na vstupní hraně lopatky  $D_1$ :

Pro výpočet průměru  $D_1$  využijeme poměr rozdílů průměrů

$$\frac{D_1 - D_{os}}{D_0 - D_{os}},$$

jehož hodnotu určíme z diagramu na obr. 9 pro vypočtené specifické otáčky  $n_s$ . Z diagramu je patrné, že hodnota poměru rozdílů průměrů je 0,45.

Nyní můžeme určit průměr  $D_1$ .

$$\begin{aligned} \frac{D_1 - D_{os}}{D_0 - D_{os}} &= 0,45 \rightarrow D_1 = 0,45 \cdot (D_0 - D_{os}) + D_{os} = \\ &= 0,45 \cdot (0,1483 - 0,1116) + 0,1116 = 0,1281 \text{ m} \end{aligned}$$

- Výpočet obvodové rychlosti na vstupu  $u_1$  do oběžného kola:

Obvodovou rychlost  $u_1$  určíme ze vztahu

$$u_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1281 \cdot 1460}{60} = 9,79 \text{ m/s}.$$

- Výpočet šířky lopatky  $b_2$  na výstupu z lopatkové části oběžného kola:

Šířku lopatky  $b_2$  na výstupu z lopatkové části oběžného kola určíme ze vztahu

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m2}} = \frac{0,0416}{\pi \cdot 0,2606 \cdot 0,9 \cdot 2,456} = 0,02299 \text{ m},$$

kde  $\varphi_2$  je součinitel zúžení na výstupu a jeho hodnota se volí v rozmezí  $\varphi_2 = 0,9 \div 0,96$ .

Byla zvolena hodnota  $\varphi_2 = 0,9$ .

- Výpočet šířky lopatky  $b_1$  na vstupu do lopatkové části oběžného kola:

Šířku lopatky  $b_1$  na vstupu do lopatkové části oběžného kola určíme ze vztahu

$$b_1 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m2}}{\pi \cdot D_1 \cdot \varphi_1 \cdot c_{m1}} = \frac{\pi \cdot 0,2606 \cdot 0,02299 \cdot 0,9 \cdot 2,456}{\pi \cdot 0,1281 \cdot 0,82 \cdot 3,387} = 0,03722 \text{ m}.$$

Hlavní rozměry oběžného kola v [mm]		
d	30	průměr hřídele
d <sub>n</sub>	54	průměr náboje
D <sub>os</sub>	112	poloha střední proudnice
D <sub>1</sub>	128	průměr na vstupní hraně lopatky
D <sub>0</sub>	148	vstupní průměr oběžného kola
D <sub>2</sub>	261	průměr oběžného kola
b <sub>1</sub>	37	šířka lopatek na vstupu
b <sub>2</sub>	23	šířka lopatek na výstupu

Tabulka 3: Hlavní rozměry oběžného kola

Na základě těchto výpočtů můžeme sestavit předběžný návrh meridiánového řezu oběžného kola. Při návrhu tvaru kanálu musí být splněna podmínka plynulé a monotónní změny meridiánové rychlosti proudění kapaliny podél střední proudnice.

- Návrh tvaru kanálu oběžného kola:

V případě oběžných kol s vyššími specifickými otáčkami, které se používají často jako jednostupňové (tedy tento případ), se volí menší ohyb střední proudnice na vstupu. Menší ohyb střední proudnice se volí proto, že vstupní část lopatek se už výrazně podílí na energetické bilanci a proudové pole (zkomplikované ostrým ohybem) by mohlo citelně zhoršit hydraulické vlastnosti čerpadla.

- Sestrojení okrajových proudnic A a B:

Po navrhnutí střední proudnice  $S$  již můžeme přistoupit k návrhu celého tvaru meridiánového řezu včetně tvaru okrajových proudnic. Díky tomu, že známe hlavní rozměry oběžného kola (včetně šířek lopatky na vstupu a výstupu  $b_1$  a  $b_2$ ), můžeme navrhnout tvar okrajových proudnic, tedy proudnice  $A$  a  $B$  viz obr. 10. Střední proudnice byla rozdělena na 8 částí viz obr. 10. V každém bodě  $0 \div 7$  byla sestrojena normála ke středové proudnici, která současně představuje šířku kanálu. Délky těchto normál byly sestrojeny tak, aby proudnice splňovaly podmínku plynulé a monotónní změny rychlosti proudění kapaliny podél lopatky. Jak již bylo zmíněno, střední proudnice v lopátkové části rozděluje všechny průtočné plochy oběžného kola na dvě stejné části, kterými protéká stejné průtočné množství kapaliny. Díky tomuto předpokladu nanese na obě strany střední proudnice polovinu délky normály a sestrojíme proudnice  $A$  a  $B$  (obr. 10).

Po navržení proudnic  $A$ ,  $S$  a  $B$  již známe šířku kanálu  $b$  v celé jeho délce, a můžeme tedy spočítat meridiánovou rychlost v jakékoli průtočné ploše kanálu. Protože přes libovolnou průtočnou plochu v kanále musí protékat stejné průtočné množství, musí platit

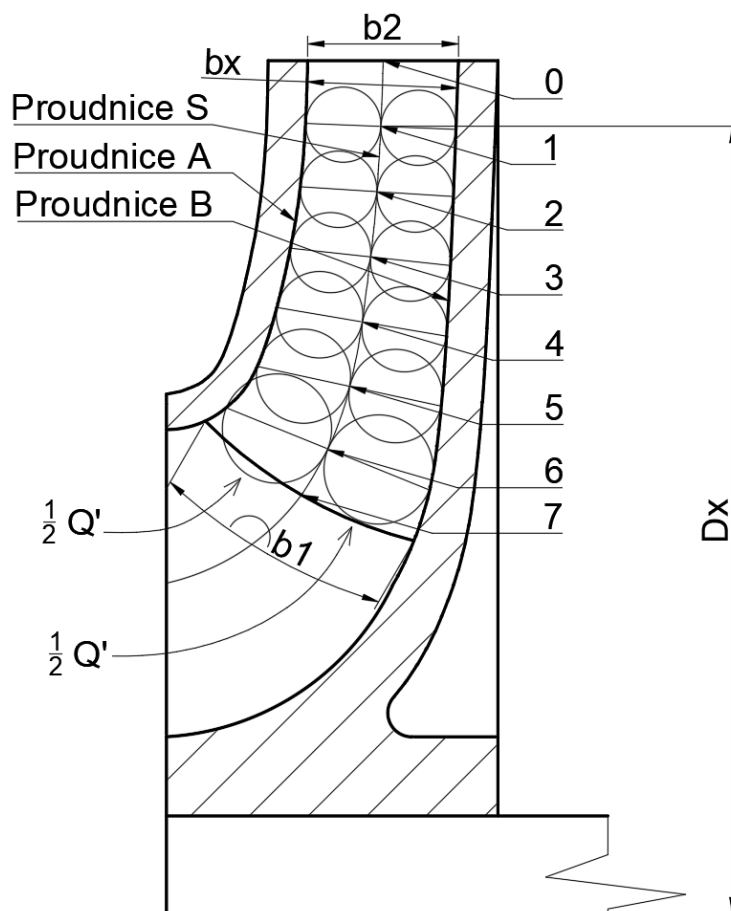
$$Q' = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \varphi_1 \cdot c_{m1} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_2 \cdot c_{m2} = \pi \cdot D_x \cdot b_x \cdot \varphi_x \cdot c_{mx} .$$

Díky tomuto předpokladu můžeme z výše uvedené rovnice vyjádřit meridiánovou rychlost  $c_{mx}$  v libovolné průtočné ploše a spočítat její hodnotu dle vztahu

$$c_{mx} = \frac{Q'}{\pi \cdot D_x \cdot \varphi_x \cdot b_x} .$$

Neznámé hodnoty průměrů  $D_x$  a šířek kanálu  $b_x$  odečteme z obr. 10 v jednotlivých bodech 0÷7. Nyní nám už zbývá určit pouze součinitel zúžení  $\varphi_x$  v každém bodě 0÷7, abychom mohli dopočítat meridiánovou rychlost v každém z těchto bodů dle výše uvedeného vzorce a sestrojít graf průběhu meridiánové rychlosti podél celého kanálu. Přesnou hodnotu koeficientů zúžení na jednotlivých průřezech nyní neznáme. Budeme vycházet z předpokladu, že tyto koeficienty nemůžou podléhat skokovým změnám od vstupu k výstupu (protože skokovým změnám nepodléhají žádné veličiny na kterých tento součinitel závisí) a budeme jejich hodnoty plynule měnit v rozsahu  $\varphi_x = 0,82 \div 0,96$ . Správnost volby koeficientu zúžení budeme následně kontrolovat.

Konkrétní hodnoty jednotlivých veličin jsou zobrazeny v tabulce 4 včetně velikosti chyby u volených koeficientů zúžení. Z vypočítaných hodnot meridiánových rychlostí v bodech 0÷7 byl sestrojen graf na obr. 13. Z grafu je patrné, že se meridiánová rychlost mění plynule podél střední proudnice S. To ukazuje na správnost volby šířky kanálu a součinitelů zúžení. Výsledný meridiánový řez je zobrazen na výkrese v příloze 1.



Obrázek 10: Konstrukce proudnic A, S, B

- Kontrola objemových ztrát  $q$ :

Díky tomu, že známe hlavní rozměry oběžného kola, a tedy i celý meridiánový řez, můžeme nyní zkontrolovat objemové ztráty, které byly předběžně odhadnuty na 4 %. Pro výpočet skutečných objemových ztrát musíme nejprve určit rozdíl tlaků  $\Delta H$  před a za mezerou  $b$  (obr. 11) mezi těsnícím kroužkem a oběžným kolem dle vztahu

$$\begin{aligned} \Delta H &= H \cdot \left( 1 - \frac{g \cdot H}{2 \cdot u_2^2 \cdot \eta_h} \right) - \frac{r_2^2 - r_1^2}{8 \cdot g} = \\ &= 20 \cdot \left( 1 - \frac{9,81 \cdot 20}{2 \cdot 19,92^2 \cdot 0,847} \right) - \frac{0,1305^2 - 0,064^2}{8 \cdot 9,81} = 14,16 \text{ m} . \end{aligned}$$

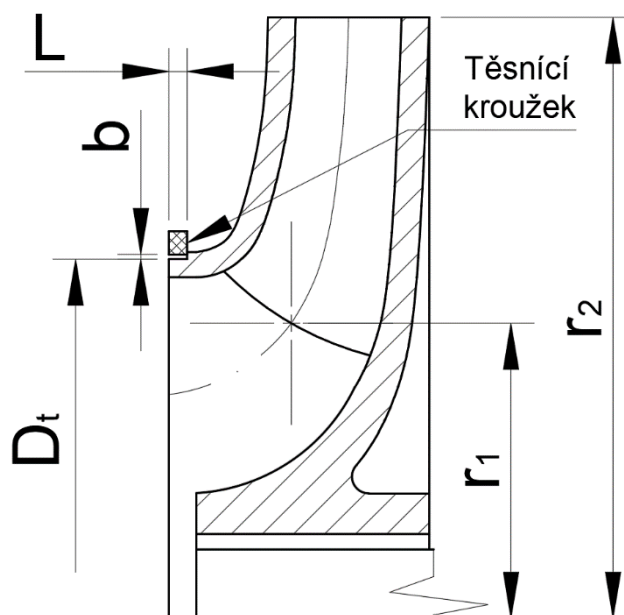
Dále musíme v mezeře  $b$  určit průtočnou rychlost  $c$  dle vztahu

$$c = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta H} = 0,744 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 14,16} = 12,397 \text{ m/s} ,$$

kde hodnotu součinitele  $\mu$  zjistíme z následujícího vztahu

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{\lambda \cdot L}{2 \cdot b} + 1,5}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{0,04 \cdot 4}{2 \cdot 0,26} + 1,5}} = 0,744 .$$

Koeficient  $\lambda$  vyjadřuje vliv vazkosti kapaliny a také vliv tvaru drážky. Pro jednoduchou drážku (obr. 11) se jeho hodnota volí  $\lambda = 0,035 \div 0,05$ . Délka mezery  $L$  byla odečtena z výkresu v příloze 8 a její hodnota je  $L = 4$  mm. Šířku mezery  $b$  určíme z dovolených tolerancí použitého uložení. Bylo zvoleno uložení v soustavě jednotné díry H7/c8. Pro toto uložení získáme hodnotu šířky mezery  $b = 0,26$  mm.



Obrázek 11: Oběžné kolo s těsnícím kroužkem

Reálné objemové ztráty spočteme dle vztahu

$$q = \pi \cdot D_t \cdot b \cdot c = \pi \cdot 0,156 \cdot 0,00026 \cdot 12,397 = 0,0015797 \text{ m}^3/\text{s},$$

kde  $D_t$  je průměr, který získáme přičtením tloušťky krycího disku k vstupnímu průměru oběžného kola (obr. 11). Vypočtená hodnota reálných objemových ztrát představuje 3,95 % z celkového objemového průtoku  $Q$ . Rozdíl mezi odhadnutou a spočtenou hodnotou je zanedbatelný, proto není nutné volenou hodnotu měnit.

### 9.5 Návrh tvaru lopatek

Prostřednictvím proudnicových řezů určíme vlastní tvar lopatek oběžného kola. Úhly lopatek budeme počítat pomocí tzv. bodového systému v daném proudnicovém řezu. To znamená, že v dostatečném počtu bodů na jednotlivých proudnicích v meridiánovém řezu vypočítáme úhly lopatek takovým způsobem, abychom z nich mohli konstrukčně navrhnout celý tvar lopatek. Oběžné lopatky zprostředkovávají změnu energie v čerpadle, proto jejich tvar musí být spojen s hlavní energetickou rovnicí čerpadla

$$H_t = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1}),$$

kde  $H_t$  je teoretická dopravní výška čerpadla,  $c_{u2}$  a  $c_{u1}$  jsou skutečné obvodové složky rychlostí za a před oběžným kolem.

V obvyklých případech lze při návrhu zanedbat unášivou složku absolutní rychlosti  $c_{u1}$  ( $c_{u1}=0$ ). Díky tomuto předpokladu vstupní prostor oběžného kola neuděluje kapalině žádnou hybnost, a proto se pracovní rovnice zjednoduší na následující tvar

$$H_t = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2}.$$

Určení skutečné obvodové složky rychlosti  $c_{u2}$  je velmi složité. Proto využijeme zidealizovaného případu, kdy budeme uvažovat nekonečný počet nekonečně tenkých lopatek (fiktivní kolo). V tomto případě bude kapalina dokonale obtékat lopatky a obvodovou složku absolutní rychlosti  $c_{u2}$  na výstupu můžeme vyjádřit z rychlostního trojúhelníku na výstupu z fiktivního oběžného kola. Teoretickou dopravní výšku čerpadla pro nekonečný počet nekonečně tenkých lopatek budeme potom označovat  $H_{t\infty}$ . Pracovní rovnice má potom tvar

$$H_{t\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot c_{u2'},$$

kde  $c_{u2'}$  je zidealizovaná složka absolutní rychlosti a platí  $c_{u2'} > c_{u2}$ .



Na základě úvahy nekonečného počtu nekonečně tenkých lopatek můžeme řešit i skutečná oběžná kola s daným počtem a tloušťkou lopatek. Musíme však znát vztah mezi oběma teoretickými (nevazká kapalina) dopravními výškami, tedy mezi výškami  $H_t$  a  $H_{t\infty}$ . V současné době existuje více přepočtových rovnic, ze kterých můžeme spočítat jednu teoretickou dopravní výšku na základě znalosti druhé.

Pro výpočet polohy, tvaru a konečného počtu lopatek bude využita přepočtová rovnice navrhnutá panem C. Pfeleidererem, která má následující tvar

$$H_{t\infty} = H_t \cdot (1 + p),$$

kde  $p$  je korekční faktor na konečný počet lopatek.

### 9.5.1 Návrh tvaru střední proudnice S:

Zatím neznáme hodnotu korekčního faktoru  $p$  ani přesnou hodnotu rychlostí  $c_{m1}$  a  $c_{m2}$ , protože součinitele zúžení, na kterých tyto rychlosti závisí, jsme zvolili jen předběžně. Postupujeme tedy následovně: zvolíme korekční faktor  $p$  (pro radiální kola  $p = 0,3$ ) a pro hodnoty součinitele zúžení  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$  ponecháme původní zvolené hodnoty  $\varphi_1$  a  $\varphi_2$  a spočítáme předběžné hodnoty vstupního a výstupního úhlu lopatek.

- Výpočet předběžného vstupního úhlu lopatky  $\beta'_1$ :

$$\begin{aligned} \beta'_1 &= \arctan \frac{c_{m1}}{u_1} = \arctan \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \varphi_{1s} \cdot u_1} = \\ &= \arctan \frac{0,0416}{\pi \cdot 0,128 \cdot 0,037 \cdot 0,82 \cdot 9,97} = 19,08^\circ \end{aligned}$$

- Výpočet předběžného výstupního úhlu lopatky  $\beta'_2$ :

$$\begin{aligned} \beta'_2 &= \arctan \frac{c_{m2}}{u_2 - c_{u2}} = \arctan \frac{\frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_{2s}}}{u_2 - \frac{g \cdot H \cdot (1 + p)}{\eta_h \cdot u_2}} = \\ &= \arctan \frac{0,0416}{19,92 - \frac{\pi \cdot 0,261 \cdot 0,023 \cdot 0,9}{0,847 \cdot 19,92}} = 27,06^\circ \end{aligned}$$

S takto určenými hodnotami úhlů  $\beta'_1$  a  $\beta'_2$  zkontrolujeme volené hodnoty  $p$ ,  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$ . Zvolené a vypočítané hodnoty volených veličin  $p$ ,  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$  se nesmí lišit o více jak 3 %. Pokud by byla odchylka větší, bylo by nutné zvolit jiné hodnoty a výpočet opakovat. Pro kontrolu korekčního faktoru  $p$  je zapotřebí dále určit konečný počet

lopatek a pro kontrolu součinitelů zúžení  $\varphi_{1s}$  a  $\varphi_{2s}$  je třeba ještě určit tloušťku lopatky na vstupu a výstupu z oběžného kola.

- Výpočet počtu lopatek  $z$ :

$$z = \frac{K}{2} \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \frac{\beta'_1 + \beta'_2}{2} = \frac{15}{2} \cdot \frac{0,261 + 0,128}{0,261 - 0,128} \cdot \sin \frac{19,08^\circ + 27,06^\circ}{2} = 8,6,$$

kde  $K$  je empirický součinitel, který určíme na základě hodnoty specifických otáček. Pro specifické otáčky v rozsahu  $n_s = (60 \div 120) \text{ min}^{-1}$  se empirický součinitel  $K$  volí v rozmezí  $K = 17 \div 13$ . Byla zvolena hodnota  $K = 15$ . Výsledek byl zaokrouhlen na 9 lopatek ( $z = 9$ ).

- Výpočet tloušťky lopatky:

Tloušťku lopatky volíme s přihlédnutím na pevnostní namáhání a slévatelnost materiálu. Střední tloušťku lopatky spočteme dle vztahu

$$s_{\text{střed.}} = 0,015 \cdot D_2 = 0,015 \cdot 0,261 = 0,00391 \text{ m.}$$

V případě radiálních kol volíme na vstupu menší tloušťku lopatky (kvůli dobrému nátoku kapaliny) a ostatní části lopatky volíme s postupně se zvětšující tloušťkou. Na vstupní hraně lopatky byla zvolena hodnota  $s_1 = 2,8 \text{ mm}$  a na výstupní hraně  $s_1 = 5 \text{ mm}$ .

- Kontrola korekčního faktoru  $p$ :

Hodnota korekčního faktoru  $p$  se spočte dle následujícího vztahu

$$p = \psi' \cdot \frac{D_2^2}{4 \cdot S_M \cdot z},$$

kde  $S_M$  je statický moment střední proudnice a lze ho spočítat dle vztahu

$$S_M = \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( \frac{D_2}{2} \right)^2 - \left( \frac{D_1}{2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot \left[ \left( \frac{0,261}{2} \right)^2 - \left( \frac{0,128}{2} \right)^2 \right] = 0,0064 \text{ m}^2$$

a  $\psi'$  je empirický korekční součinitel, který pro radiální kolo s hodnotou

$$\frac{D_1}{D_2} < \frac{1}{2}$$

a pro čerpadla s difuzorovým rozvaděčem spočteme dle vztahu

$$\psi' = 0,7 \cdot (1 + \sin \beta'_2) = 0,7 \cdot (1 + \sin 26,51^\circ) = 1,0184.$$

Nyní již máme všechny potřebné hodnoty pro výpočet korekčního faktoru  $p$  dle vztahu

$$p = \psi' \cdot \frac{D_2^2}{4 \cdot S_M \cdot z} = 1,0184 \cdot \frac{0,261^2}{4 \cdot 0,0064 \cdot 9} = 0,298.$$

a můžeme tuto vypočítanou hodnotu porovnat s volenou. Rozdíl mezi volenou a spočítanou hodnotou je menší než 3 %, proto volená hodnota vyhovuje.

- Kontrola součinitele zúžení na vstupu do oběžného kola  $\varphi_1$ :

$$\varphi_1 = 1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi \cdot D_1 \cdot \sin \beta'_1} = 1 - \frac{9 \cdot 0,0028}{\pi \cdot 0,128 \cdot \sin 19,08^\circ} = 0,808$$

Stejně jako v případě hodnoty korekčního faktoru  $p$  je rozdíl mezi volenou a spočítanou hodnotou menší než 3 %, proto volená hodnota vyhovuje (volená hodnota  $\varphi_{1s} = 0,82$ ).

- Kontrola součinitele zúžení na výstupu z oběžného kola  $\varphi_2$ :

$$\varphi_2 = 1 - \frac{z \cdot s_2}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta'_2} = 1 - \frac{9 \cdot 0,0045}{\pi \cdot 0,261 \cdot \sin 27,06^\circ} = 0,891$$

Rozdíl mezi volenou a spočítanou hodnotou je stejně jako v předchozích dvou případech menší než 3 %, proto volená hodnota opět vyhovuje (volená hodnota  $\varphi_{2s} = 0,9$ ).

- Opravená hodnota vstupního úhlu lopatky oběžného kola  $\beta_1$ :

$$\beta_1 = \arctan \left( \frac{\varphi_{1s}}{\varphi_1} \cdot \tan \beta'_1 \right) = \arctan \left( \frac{0,82}{0,808} \cdot 19,08^\circ \right) = 19,33^\circ$$

- Opravená hodnota výstupního úhlu lopatky oběžného kola  $\beta_2$ :

$$\beta_2 = \arctan \left( \frac{\varphi_{2s}}{\varphi_2} \cdot \tan \beta'_2 \right) = \arctan \left( \frac{0,9}{0,891} \cdot 27,06^\circ \right) = 27,28^\circ$$

- Opravená hodnota meridiánové rychlosti na vstupu do oběžného kola  $c_{m1}$ :

$$c_{m1} \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \varphi_1} = \frac{0,0416}{\pi \cdot 0,128 \cdot 0,037 \cdot 0,808} = 3,436 \text{ m/s}$$

- Opravená hodnota meridiánové rychlosti na výstupu z oběžného kola  $c_{m2}$ :

$$c_{m2} \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_2} = \frac{0,0416}{\pi \cdot 0,261 \cdot 0,023 \cdot 0,891} = 2,481 \text{ m/s}$$

- Výpočet relativní rychlosti na vstupu a výstupu z oběžného kola  $w_1$  a  $w_2$ :

Z výrazů pro určení korekčního faktoru  $p$ , je zřejmé že žádný z těchto výrazů není závislý na takovém faktoru, který by mimo vstupní a výstupní hrany lopatky zohledňoval také postupně se zvětšující části lopatky. Přitom je teoreticky i experimentálně dokázáno, že dopravní výška čerpadla závisí na celém tvaru lopatky, tedy na rozložení energie podél celé lopatky.

Korekci  $p$  v uvedeném analytickém tvaru můžeme použít jen tehdy, kdy současně uplatníme podmínku pro konstrukci celé lopatky. Uvedená korekce podle C. Pfeleiderera se opírá o zásadu, že lopatky oběžného kola mají mít takový tvar, aby se relativní rychlost od vstupu k výstupu měnila lineárně (obr. 12).

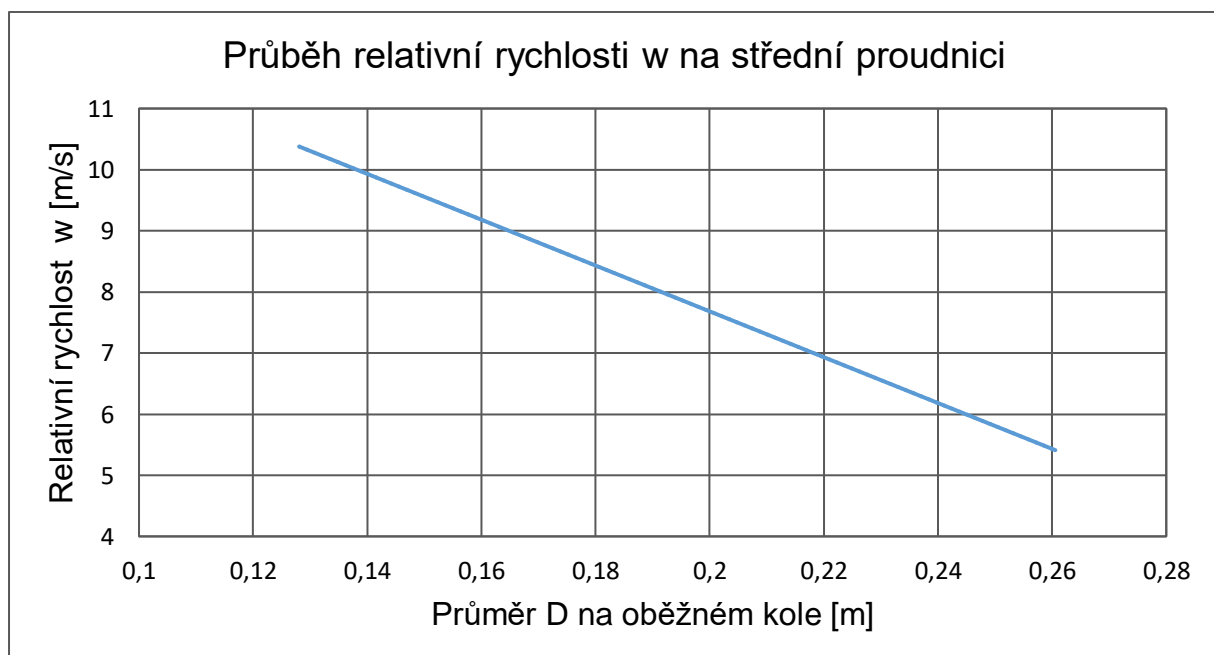
- Výpočet relativní rychlosti na vstupu  $w_1$ :

$$w_1 = \frac{u_1}{\cos\beta_1} = \frac{9,79}{\cos 19,33^\circ} = 10,37 \text{ m/s}$$

- Výpočet relativní rychlosti na výstupu  $w_2$ :

$$w_2 = \frac{u_2 - \frac{g \cdot H \cdot (1 + p)}{\eta_h \cdot u_2}}{\cos\beta_2} = \frac{u_2 - \frac{9,81 \cdot 20 \cdot (1 + 0,3)}{0,847 \cdot 19,92}}{\cos 27,28^\circ} = 5,41 \text{ m/s}$$

Nyní navrhne lineární průběh relativní rychlosti od vstupu k výstupu z oběžného kola.



Obrázek 12: Průběh relativní rychlosti  $w$  na střední proudnici

Pomocí bodové metody jsme zjistili všechny potřebné hodnoty na vstupu a výstupu z oběžného kola. Tyto hodnoty jsou již dostatečným podkladem pro sestrojení celé proudnice  $S$  v lopatkovém řezu pomocí metody dílčích trojúhelníků (tzv. Kaplanova metoda).

Před samotným návrhem střední proudnice v lopatkovém řezu musíme zkontrolovat průběh meridiánové rychlosti podél celé lopatky, protože to byla jedna z podmínek návrhu meridiánového řezu. V kapitole 2.4. při návrhu šířky kanálu jsme si uvedli, že šířky kanálu  $b$  v jednotlivých bodech 1÷6 (v bodě 0 a 7 je šířka kanálu známa, zde šířky kanálu odpovídají šířkám  $b_2$  a  $b_1$ ) jsou pouze navrženy a že jejich velikost budeme kontrolovat. Správnost návrhu si ověříme z grafu na obr. 13, kde je zobrazen průběh meridiánové rychlosti podél celé lopatky. Pro sestrojení tohoto grafu je zapotřebí spočítat meridiánové rychlosti ve všech zbývajících bodech (tedy v bodech 1÷6).

Pro výpočet meridiánové rychlosti jsme si rozdělili střední proudnici na sedm částí pomocí bodů 0÷7 stejně jako v kapitole 9.4 na obr. 10. Nyní budeme pro každý bod napočítávat hodnoty potřebné pro určení meridiánové rychlosti v jednotlivých bodech.

Jako příklad si uvedeme výpočet v bodě 1. Hodnoty v ostatních bodech se počítají analogicky. Stejně jako v okrajových bodech na vstupu a výstupu oběžného kola si i zde zvolíme součinitel zúžení  $\varphi$ . Pro bod 1 byla zvolena hodnota  $\varphi = 0,89$ .

- Meridiánová rychlost  $c_m$ :

$$c_m = \frac{Q'}{\pi \cdot D \cdot b \cdot \varphi} = \frac{0,0416}{\pi \cdot 0,241 \cdot 0,02299 \cdot 0,89} = 2,685 \text{ m/s}$$

- Úhel lopatky  $\beta$ :

$$\beta = \arctan \frac{c_m}{w} = \arctan \frac{2,658}{6,145} = 25,914^\circ$$

Relativní rychlost  $w$  byla odečtena z grafu na obr. 12.

- Kontrola součinitele zúžení  $\varphi$ :

$$\varphi = 1 - \frac{z \cdot s}{\pi \cdot D \cdot \sin \beta} = 1 - \frac{9 \cdot 0,004}{\pi \cdot 0,241 \cdot \sin 25,914^\circ} = 0,891$$

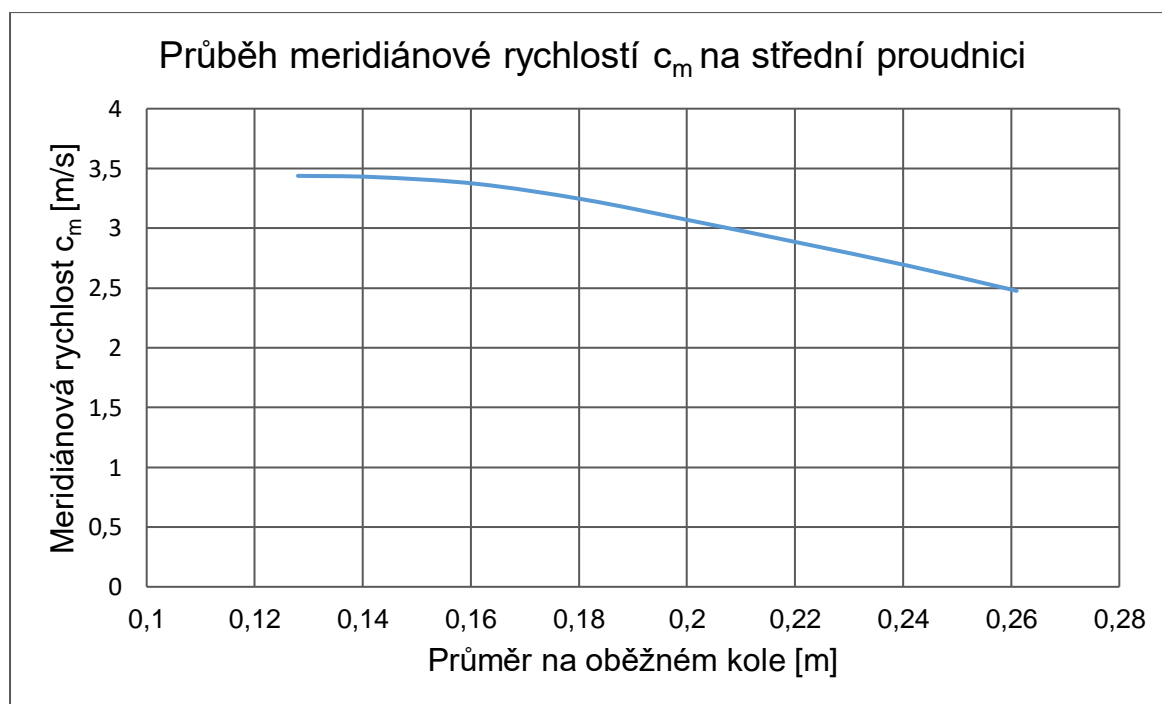
Rozdíl mezi volenou a spočítanou hodnotou je menší než 3 %, proto volená hodnota vyhovuje.

Ostatní hodnoty (v bodech 2÷6) meridiánové rychlosti na střední proudnici jsou uvedeny v tab. 4. V této tabulce jsou dále uvedeny i ostatní veličiny potřebné pro výpočet meridiánové rychlosti.

Bod	D [m]	b [m]	$\varphi$ (volené)	u [m/s]	$c_m$ [m/s]	w [m/s]	$\beta$ [°]	$\varphi$ (spočtené)	s [m]	$\Delta \varphi$ [%]
0	0,261	0,02299	0,891	19,918	2,476	5,411	27,285	0,892	0,0045	0,11
1	0,241	0,02299	0,890	18,423	2,685	6,145	25,914	0,891	0,0040	0,13
2	0,221	0,02341	0,890	16,894	2,876	6,894	24,653	0,891	0,0035	0,14
3	0,201	0,02454	0,877	15,366	3,061	7,644	23,606	0,875	0,0035	0,18
4	0,181	0,02626	0,860	13,837	3,239	8,394	22,701	0,856	0,0035	0,41
5	0,161	0,02870	0,850	12,308	3,371	9,144	21,636	0,846	0,0032	0,52
6	0,142	0,03346	0,813	10,855	3,428	9,856	20,353	0,826	0,0030	1,60
7	0,128	0,03722	0,808	9,792	3,438	10,377	19,334	0,811	0,0028	0,28

Tabulka 4: Veličiny pro kontrolu průběhu meridiánové rychlosti (střední proudnice S)

Z hodnot, které jsou uvedeny v tab. 4, lze graficky znázornit průběh meridiánové rychlosti  $c_m$  a ověřit si tak plynulost proudění kapaliny podél střední proudnice. Z grafu je patrné, že meridiánová rychlost nepodléhá skokovým změnám a její pokles je plynulý od vstupu k výstupu z oběžného kola.



Obrázek 13: Průběh meridiánové rychlosti  $c_m$  na střední proudnici

#### 9.5.1.1 Konstrukce střední proudnice $S$ v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou

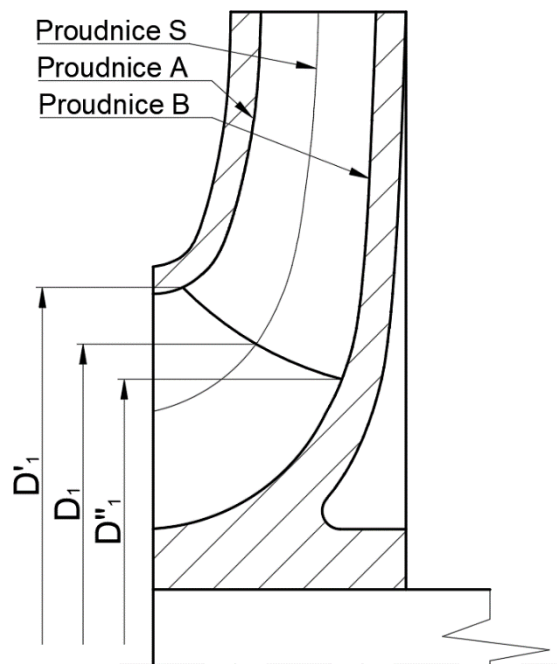
Kaplanova metoda návrhu konstrukce lopatek se zakládá na určení pouze vstupní a výstupní lopatkové části oběžného kola, přičemž zbývající části lopatky se navrhnu tak, aby se úhly lopatek měnily plynule od vstupu k výstupu. Použitím této metody návrhu se nedopustíme příliš velké chyby, protože rozdíly úhlů  $\beta_1$  a  $\beta_2$  na vstupu a výstupu jsou poměrně malé.

V případě radiálních oběžných kol rozdělíme střední proudnici na několik dílů (bylo zvoleno stejné rozdělení jako na obr. 10). V půdorysu se bude lopatka zobrazovat ve skutečné velikosti. Z tohoto důvodu vedeme v půdorysu pomocné kružnice z osy oběžného kola o poloměrech, které jsou dány zvolenými body na střední proudnici. Tyto kružnice dále rozvineme do rovinného pásu  $l$  tak, že dostaneme soustavu rovnoběžných přímk vzdálených od sebe o hodnotu  $\Delta l_1 \div \Delta l_7$ . Úhly lopatek  $\beta_1$  a  $\beta_2$  na vstupu a výstupu byly spočteny v kapitole 9.5.1. Úhel  $\beta_1$  nanese na přímkou 0 a pod tímto úhlem vedeme úsečku. V polovině rovinného pásu  $l$  vedeme rovnoběžku s přímkami 0÷7 a tím nám vznikne průsečík tvořený touto přímkou s úsečkou vedenou pod úhlem  $\beta_1$ . Z tohoto průsečíku vedeme pod úhlem  $\beta_2$  přímkou přes zbývající část rovinného pásu  $l$ . Takto vzniklou lomenou přímkou nahradíme obloukem. Získáme tím tvar lopatky v rozvinutém pásu. Skutečný tvar lopatky získáme zpětným navinutím rovinného pásu spolu s tvarem lopatky do půdorysu. Navíjení tvoříme pomocí pravoúhlých trojúhelníků určených odvěsnami  $\Delta l$  a  $\Delta x$ . Uvedený postup je zřejmý z výkresu v příloze 2.

Nyní máme definovanou lopatku na střední proudnici  $S$ . Pro sestrojení půdorysu oběžného kola je zapotřebí sestrojiti i ostatní proudnice na okrajových plochách, tedy proudnice  $A$  a  $B$ .

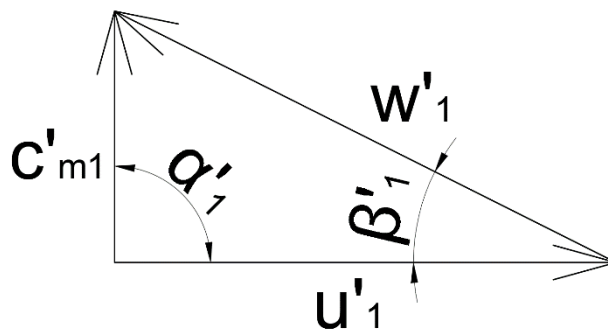
#### 9.5.2 Návrh tvaru okrajových proudnic $A$ a $B$

Při konstrukci proudnic  $A$  a  $B$  vycházíme z předpokladu, že kapalina proudí k oběžnému kolu v axiálním směru, tedy bez rotačních složek, rychlostí ( $\alpha_1=90^\circ$ ,  $\Delta c_{u1}=0$ ). Dále víme, že na vstupní hraně je v celé šířce lopatky meridiánová rychlost konstantní. Díky těmto předpokladům můžeme zjistit úhly podél vstupní hrany, které jsou nezbytné pro sestrojení proudnic  $A$  a  $B$  Kaplanovou metodou. Ke zjištění zmíněných úhlů na vstupní hraně lopatky využijeme rychlostních trojúhelníků. Z rychlostních trojúhelníků na obr. 15 a 16 je patrné, že pro výpočet úhlů je třeba dopočítat obvodové rychlosti na příslušných průměrech  $D_1'$ ,  $D_1''$  (obr. 14).



Obrázek 14: Průměry na vstupní hraně oběžného kola

9.5.2.1 Konstrukce okrajové proudnice A v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou



Obrázek 15: Rychlostní trojúhelník vstupu do oběžného kola na průměru  $D'_1$

- Výpočet obvodové rychlosti  $u'_1$ :

$$u'_1 = \frac{\pi \cdot D'_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,1506 \cdot 1460}{60} = 11,5 \text{ m/s}$$

Pro výpočet úhlu  $\beta'_1$  využijeme předpokladu konstantní meridiánové rychlosti na vstupu lopatky, tedy  $c_{m1} = c'_{m1}$ .

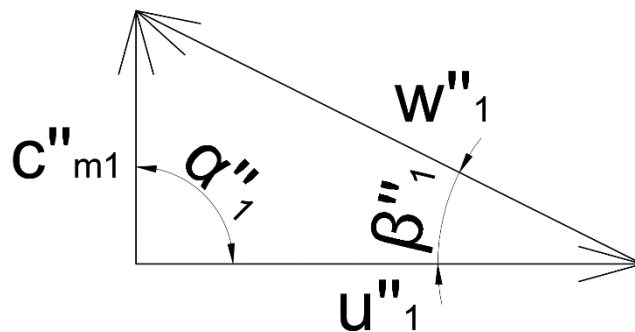
- Výpočet úhlu  $\beta'_1$ :

$$\arctan \beta'_1 = \frac{c_{m1}}{u'_1} = \frac{3,436}{11,5} = 16,64^\circ$$

Nyní máme všechny potřebné hodnoty pro sestavení okrajové proudnice A. Její konstrukce je zřejmá z výkresu v příloze 3.



9.5.2.2 Konstrukce okrajové proudnice B v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou



Obrázek 16: Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola na průměru  $D''_1$

- Výpočet obvodové rychlosti  $u''_1$ :

$$u''_1 = \frac{\pi \cdot D''_1 \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,114 \cdot 1460}{60} = 8,7 \text{ m/s}$$

Pro výpočet úhlu  $\beta''_1$  využijeme předpokladu konstantní meridiánové rychlosti na vstupu lopatky, tedy  $c_{m1} = c''_{m1}$ .

- Výpočet úhlu  $\beta''_1$ :

$$\arctan \beta''_1 = \frac{c_{m1}}{u''_1} = \frac{3,436}{8,7} = 21,55^\circ$$

Nyní máme všechny potřebné hodnoty pro sestrojení okrajové proudnice B. Její konstrukce je zřejmá z výkresu v příloze 4.

Protože již známe tvary proudnic A, S a B v lopatkovém řezu, můžeme sestrojít půdorys oběžného kola. Tento půdorys je zobrazen na výkresu v příloze 5 pro nekonečně tenké lopatky. Díky tomuto výkresu si můžeme zkontrolovat, zda proudnice nejsou příliš blízko u sebe, což by vedlo k ucpání kanálu. Pokud by ucpání kanálu hrozilo, bylo by zapotřebí zmenšit počet lopatek z a opakovat výpočet. Z výkresu je ale patrné, že proudnice jsou v dostatečné vzdálenosti od sebe a k ucpání kanálu by nemělo dojít.

Na výkresu v příloze 6 je také zobrazená lopatka s konečnou tloušťkou. Tloušťka lopatky s byla volena podle hodnot uvedených v tab. 4.

## 10 Návrh spirálového difuzoru

Úkolem spirálového difuzoru je přeměnit kinetickou energii kapaliny, vyvolanou oběžným kolem, na energii potenciální. Při výpočtu spirály nejčastěji vycházíme ze dvou předpokladů. V prvním případě se předpokládá, že proudění ve spirále se řídí zákonem potenciálního víru. Tento zákon vychází z předpokladu

$$r \cdot c_u = \text{konst.} ,$$

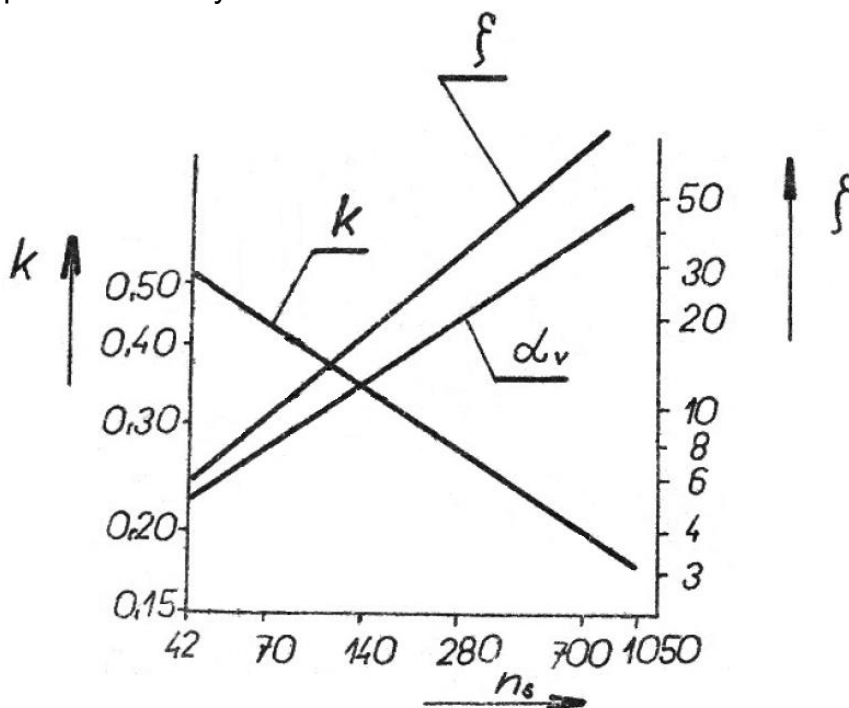
kde  $c_u$  je obvodová složka absolutní rychlosti ve spirále a  $r$  je obecný poloměr ve spirále. Ve druhém případě se předpokládá, že proudění ve spirále je jednorozměrné. Ve skutečnosti není přesně splněn ani jeden předpoklad. Skutečnost se blíží spíše druhému předpokladu, při němž se předpokládá konstantní rychlost kapaliny ve všech částech spirály ( $c = \text{konst.}$ ).

### 10.1 Konstrukce spirály

Při samotném výpočtu spirály budeme vycházet z druhého předpokladu, tedy budeme předpokládat konstantní rychlost kapaliny v celém průtočném prostoru spirály. Tato rychlost (označme ji  $c_s$ ) by měla být přibližně stejná jako rychlost, kterou kapalina vytéká z oběžného kola. Rychlost  $c_s$  určíme ze vztahu

$$c_s = k \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} = 0,375 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 20} = 7,43 \text{ m/s} ,$$

kde  $k$  je směrný parametr a jeho hodnota byla odečtena z grafu na obr. 17 pro vypočtené specifické otáčky  $n_s$ .



Obrázek 17: Směrné parametry pro řešení spirály (Strýček & Gančo 1968)

Z diagramu na obr. 17 taktéž v závislosti na specifických otáčkách  $n_s$  určíme velikost výrazu

$$\xi = \frac{D_3 - D_2}{D_2} \cdot 100 = 14,1$$

a na základě znalosti průměru oběžného kola  $D_2$  můžeme vypočítat vstupní průměr spirály  $D_3$  (obr. 19)

$$D_3 = \frac{D_2 \cdot (\xi + 100)}{100} = \frac{0,261 \cdot (14,1 + 100)}{100} = 0,297 \text{ m}.$$

Ze vstupních rozměrů spirály nám zbývá určit ještě šířku spirály  $b_3$ . Můžeme jí volit v rozmezí

$$b_3 = (1,5 - 1,8) \cdot b_2 = 1,53 \cdot b_2 = 1,53 \cdot 23 = 35 \text{ mm}.$$

Tvar spirály budeme řešit tak, že si vypočítáme plochy jednotlivých vhodně zvolených řezů spirály (obr. 19) a současně navrhne základní geometrický tvar spirály. Jako základní geometrický tvar byl zvolen kruhový průřez (obr. 18). Plochy řezů budeme počítat od tzv. nosu spirály (bod A na obr. 19), kde je průtočné množství nulové, až po poslední řez (tedy řez VIII), kterým protéká celé průtočné množství  $Q'$ .

Z rovnice kontinuity průtoku potom platí

$$S_n = \frac{n}{n} \cdot \frac{Q'}{c_s}$$

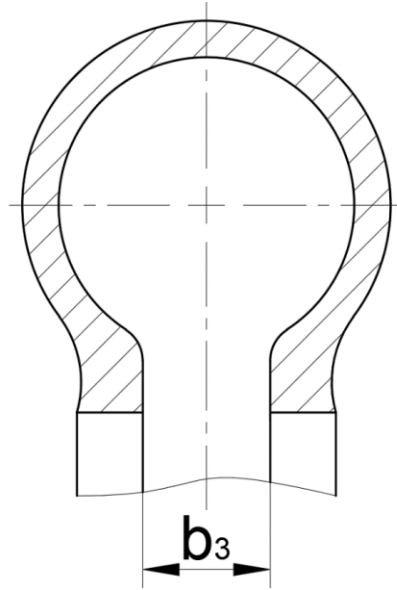
$$S_{n-1} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{Q'}{c_s}$$

$$S_{n-2} = \frac{n-2}{n} \cdot \frac{Q'}{c_s}$$

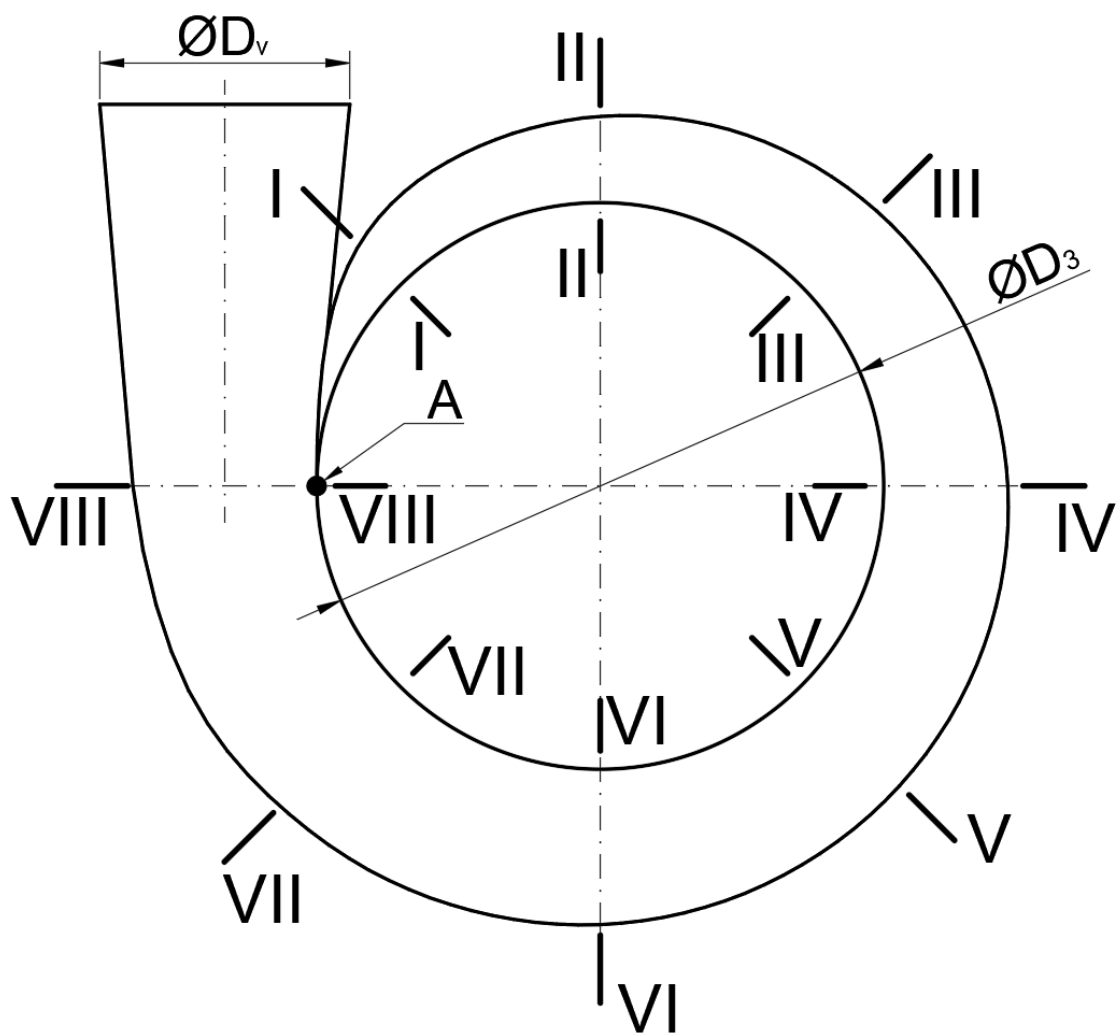
$$S_1 = \frac{1}{n} \cdot \frac{Q'}{c_s}$$

kde  $n$  je počet zvolených řezů.

V další části, za řezem VIII (obr. 19), navazuje spirála na difuzorovou část, končící výstupním hrdlem o průměru  $D_v$ . Tento průměr  $D_v$  musí odpovídat normalizovaným rozměrům kruhového potrubí.



Obrázek 18: Kruhový profil spirály (Strýček & Gančo 1968)



Obrázek 19: Schéma spirály s volenými řezy (Strýček & Gančo 1968)

- Výpočet ploch v jednotlivých řezech I až VIII:

Při výpočtu jednotlivých ploch budeme vycházet z rovnice kontinuity. Z této rovnice je patrné, že pro výpočet plochy v jednotlivých řezech musíme znát rychlost proudění kapaliny v kanále. Tuto rychlost  $c_s$  jsme určili z předpokladu konstantní rychlosti v kanále. Při výpočtu reálné spirály je ale žádoucí, aby se rychlost kapaliny k výstupnímu hrdlu zmenšovala. Z tohoto důvodu a také s ohledem na hydrodynamické ztráty jsme průtočné plochy  $S$  zvětšili o 10 % na začátku spirály a o 30 % ke konci spirály. (Brada & Bláha 1989)

Plochy v jednotlivých řezech spirály spočteme dle následujících vztahů

$$S_{VIII} = \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{VIII} = \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,3 = 0,007280 \text{ m}^2$$

$$S_{VII} = \frac{7}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{VII} = \frac{7}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,274 = 0,006243 \text{ m}^2$$

$$S_{VI} = \frac{6}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{VI} = \frac{6}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,245 = 0,005229 \text{ m}^2$$

$$S_V = \frac{5}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_V = \frac{5}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,216 = 0,004256 \text{ m}^2$$

$$S_{IV} = \frac{4}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{IV} = \frac{4}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,187 = 0,003324 \text{ m}^2$$

$$S_{III} = \frac{3}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{III} = \frac{3}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,158 = 0,002432 \text{ m}^2$$

$$S_{II} = \frac{2}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_{II} = \frac{2}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,129 = 0,001581 \text{ m}^2$$

$$S_I = \frac{1}{8} \cdot \frac{Q'}{c_s} \cdot \lambda_I = \frac{1}{8} \cdot \frac{0,0416}{7,43} \cdot 1,1 = 0,000770 \text{ m}^2$$

kde  $\lambda_I$  až  $\lambda_{VIII}$  jsou hodnoty procentního zvětšení v jednotlivých řezech.

Protože již známe plochy v jednotlivých řezech, můžeme pomocí vzorce pro výpočet plochy kruhu dopočítat jednotlivé průměry a navrhnout celou spirálu.

Kvůli podmínce plynulého rozšiřování kanálu a také z konstrukčních důvodů byl konečný tvar spirály upraven. Díky těmto úpravám došlo k mírným změnám ploch v jednotlivých průřezích. Reálné plochy byly potom odečteny z výkresu v příloze 7. Hodnoty těchto reálných ploch jsou uvedeny v tab. 5.

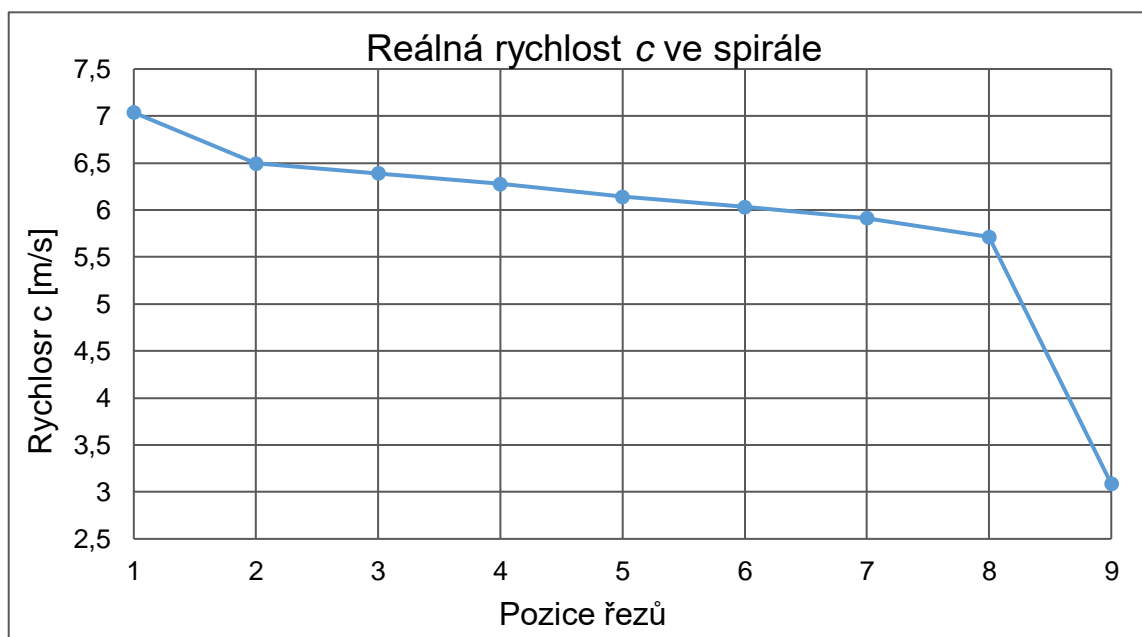
Reálné plochy v řezech I÷VIII v [m <sup>2</sup> ]	
<b>S<sub>VIII</sub></b>	0,007283
<b>S<sub>VII</sub></b>	0,006155
<b>S<sub>VI</sub></b>	0,005172
<b>S<sub>V</sub></b>	0,004233
<b>S<sub>IV</sub></b>	0,003313
<b>S<sub>III</sub></b>	0,002441
<b>S<sub>II</sub></b>	0,001601
<b>S<sub>I</sub></b>	0,000739

Tabulka 5: Reálné plochy spirály v jednotlivých řezech

Z těchto hodnot byly dále pomocí rovnice kontinuity napočteny reálné rychlosti v jednotlivých průřezech a byl sestaven graf na obr. 20, který graficky znázorňuje průběh rychlosti od prvního k poslednímu řezu spirály.

Dále je třeba zjistit výstupní rychlost ze spirály (v grafu na obr. 20 je tato rychlost zobrazena v bodě 9), tedy rychlost za difuzorovou částí. Tuto rychlost také zjistíme z rovnice kontinuity pro plochu, která odpovídá výstupnímu průměru  $D_v$ . Jak již bylo zmíněno, tento průměr musí odpovídat normalizovanému kruhovému potrubí. Rozměry výstupní příruby odpovídají rozměrům normalizované příruby (PŘÍRUBA 11 – DN 125, PN 16, ČSN 13 1160). Tento typ příruby má vnitřní průměr  $D_v = 131$  mm. Nyní můžeme spočítat výstupní rychlost ze spirály  $c_v$  dle vztahu

$$c_v = \frac{Q'}{S_v} = \frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot D_v^2} = \frac{4 \cdot 0,0416}{\pi \cdot 0,131^2} = 3,09 \text{ m/s}.$$



Obrázek 20: Reálná rychlost c ve spirále

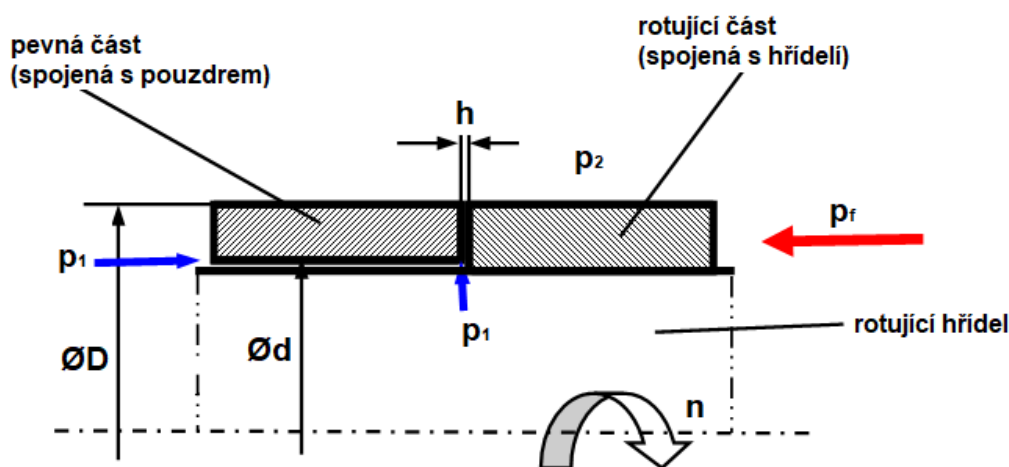
## 11 Výpočet ucpávky

Pro těsnění kapaliny byla vybrána mechanická ucpávka typu M3 od firmy Burgmann. Tento typ ucpávky je vhodný pro odstředivá čerpadla dopravující vodu. Vlastnosti ucpávky typu M3 jsou uvedeny v tab. 6.

$p_1$	10 bar	max. tlak těsněného média
$v_g$	10 m/s	max. rychlost proudění média
$t$	180 °C	max. teplota média

Tabulka 6: Vlastnosti mechanické ucpávky typu M3 (Anon. 2017)

- Schéma těsnící plochy ucpávky:



Obrázek 21: Schéma těsnící plochy ucpávky (Hoffman 2018)

- Parametry ucpávky:

D	0,049 m	vnější průměr
d	0,04 m	vnitřní průměr
$p_1$	300 000 Pa	vnitřní tlak (těsněný) (abs)
$p_2$	100 000 Pa	vnější tlak (abs)
$p_f$	500 000 Pa	těsnící tlak
$h$	0,25 $\mu\text{m}$	šířka těsnící spáry
$n$	1460 $\text{min}^{-1}$	otáčky hřídele
$f$	0,06	součinitel tření
$k$	1	balanční poměry ucpávky

Tabulka 7: Parametry ucpávky

## 11.1 Výpočet třecích ztrát ucpávky (výpočet dle podkladů firmy Burgmann)

- Tlaková diference ucpávky  $\Delta p$ :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 300\,000 - 100\,000 = 200\,000 \text{ Pa}$$

- Kluzná rychlost na třecí ploše (ve spáře)  $u_g$ :

$$u_g = \pi \cdot \frac{D + d}{2} \cdot n = \pi \cdot \frac{0,049 + 0,04}{2} \cdot \frac{1460}{60} = 3,4 \text{ m/s}$$

- Třecí kluzná plocha  $A$ :

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,049^2 - 0,04^2) = 0,000629 \text{ m}^2$$

- Výpočet třecích ztrát  $P_z$ :

$$\begin{aligned} P_z &= (\Delta p \cdot k + p_f) \cdot u_g \cdot A \cdot f = \\ &= (200\,000 \cdot 1 + 500\,000) \cdot 3,4 \cdot 0,000629 \cdot 0,06 \cong 90 \text{ W} \end{aligned}$$

Ztrátový výkon ucpávky  $P_z$  musí pokrýt elektromotor, který pohání čerpadlo. Protože tento ztrátový výkon  $P_z$  je oproti výkonu elektromotoru zanedbatelný, nemusíme volbu elektromotoru měnit.

## 11.2 Výpočet množství vody potřebné na chlazení ucpávky

Množství vody potřebné na chlazení ucpávky  $M_V$  spočteme podle následujícího vztahu

$$M_V = \frac{P_z + P_V}{\Delta t_v \cdot c_v} = \frac{90 + 0}{10 \cdot 4180} = 0,00215 \text{ kg/s},$$

kde  $P_V$  je ztráta turbulencí chladicí vody v ucpávce (pro obvodové rychlosti menší než  $u_g = 30 \text{ m/s}$  se její vliv zanedbává),  $\Delta t_v$  je uvažované ohřátí vody v ucpávce a  $c_v$  je měrná tepelná kapacita vody.



### 11.3 Výpočet množství uniklé kapaliny

Množství uniklé kapaliny  $V_K$  spočteme podle následujícího empirického vztahu

$$\begin{aligned} V_K &= \frac{h^3}{\mu \cdot \ln \frac{D}{d}} \cdot [1,885 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p - 7,751 \cdot 10^{-19} \cdot \rho \cdot n^2 \cdot (D^2 - d^2)] = \\ &= \frac{0,25^3}{1,002 \cdot 10^{-3} \cdot \ln \frac{49}{40}} \cdot [1,885 \cdot 10^{-4} \cdot 2 - 7,751 \cdot 10^{-19} \cdot 998,2 \cdot 1460^2 \cdot (49^2 - 40^2)] = \\ &= 0,02887 \text{ ml/h} . \end{aligned}$$

Při roční provozní době 6000 hodin bude únik těsněné kapaliny cca 0,2 l. (Hoffman 2018)

## 12 Návrh ložisek

Ložiska jsou zatížena hlavně radiální silou, která je vyvolána hmotností oběžného kola. Hmotnost oběžného kola byla odečtena z výkresu v příloze 8 a síla byla vypočítána dle následujícího vzorce

$$F = m \cdot g = 7,7 \cdot 9,81 \cong 76 \text{ N} .$$

Pokud známe zatěžující sílu, můžeme pomocí momentových a silových rovnic rovnováhy vypočítat reakce  $R_A$  a  $R_B$  v uložení. Hodnoty těchto reakcí jsou

$$R_A \cong 175 \text{ N}$$

$$R_B \cong 97 \text{ N} .$$

Ložiska dimenzujeme na největší sílu, tedy na sílu  $R_A$ . Byla zvolena jednořadá kuličková ložiska typu LOŽISKO 6008, ČSN 02 4630. (Leinveber & Vávra 2005) Základní trvanlivost ložisek vypočítáme podle vztahu

$$L_h = \left( \frac{C}{F_{max}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot n} = \left( \frac{12900}{175} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{3600 \cdot 24,33} = 4573096 \text{ h} ,$$

kde  $C$  je základní dynamická únosnost ložiska,  $p$  je faktor, který se volí podle druhu valivých tělísek a pro ložiska s bodovým stykem je jeho hodnota  $p = 3$ .  $F_{max}$  je maximální zatěžující síla, tedy síla  $R_A$ .

Základní trvanlivost ložisek by měla být 30 až 40 tisíc hodin. Vzhledem k malým radiálním silám byla tato hodnota vysoce překročena a volená ložiska vyhovují.

## 13 Pevnostní kontrola dílčích součástí

### 13.1 Pevnostní kontrola pera

Podle průměru hřídele bylo zvoleno pero PERO 10 x 8 x 55, ČSN 02 2562, jehož rozměry jsou uvedeny v tab. 8. (Řasa & Švercl 2004)

Rozměry pera v [mm]		
<b>b</b>	10	šířka pera
<b>h</b>	8	výška pera
<b>t</b>	4,7	výška drážky v hřídeli
<b>t<sub>1</sub></b>	3,3	výška drážky v náboji
<b>l</b>	55	délka pera
<b>l'</b>	45	činná délka pera

Tabulka 8: Rozměry pera

Pero je namáháno talkem  $p$  ve styčných plochách a střížným napětím  $\tau_s$ .

#### 13.1.1 Kontrola pera na střížné napětí $\tau_s$ :

- Výpočet střížné síly  $F$ :

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d} = \frac{2 \cdot 98110}{30} = 6540 \text{ N}$$

- Výpočet střížného napětí  $\tau_s$ :

$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{F}{l' \cdot b} = \frac{6540}{45 \cdot 10} = 14,53 \text{ MPa}$$

Materiál pera je ocel třídy 11 600. (Řasa & Švercl 2004) Pro tento materiál je hodnota dovoleného střížného napětí  $\tau_{Ds} = 130 \text{ MPa}$ . Protože vypočtená hodnota střížného napětí je menší než dovolená, pero vyhovuje podmínce na stříh ( $\tau_{Ds} > \tau_s$ ).

#### 13.1.2 Kontrola pera na tlak ve styčných plochách (otlačení) $p$ :

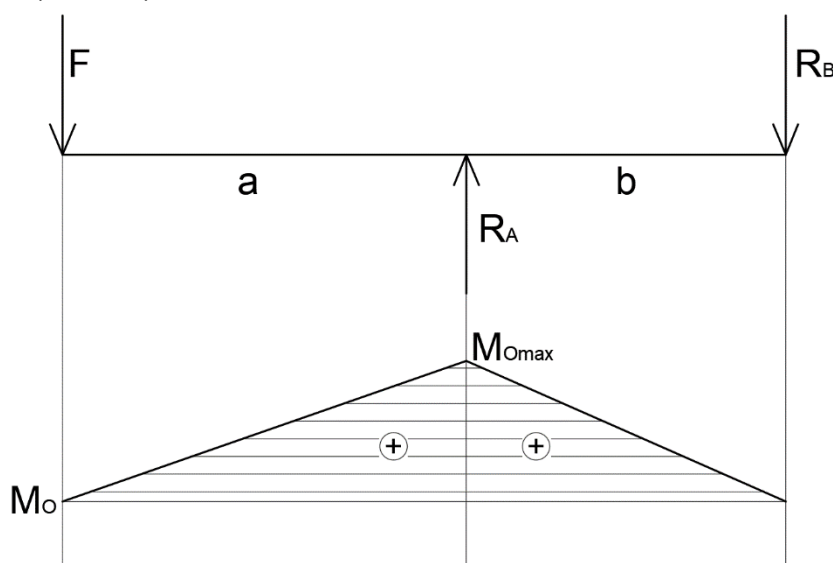
- Výpočet tlaku  $p$ :

$$p = \frac{4 \cdot M_k}{d \cdot h \cdot l'} = \frac{4 \cdot 98110}{30 \cdot 8 \cdot 45} = 36,34 \text{ MPa}$$

Pro neposuvný ocelový náboj je hodnota dovoleného napětí  $p_D = 120 \text{ MPa}$ . (Řasa & Švercl 2004) Zde je také vypočtená hodnota menší než dovolená, proto pero vyhovuje i podmínce na otlačení ( $p_D > p$ ).

### 13.2 Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel je namáhána kombinovaným namáháním ohyb + krut. Pro kontrolu hřídele tedy musíme určit kroutící a ohybový moment. Kroutící moment byl vypočítán v kapitole 3.3. Pro výpočet ohybového momentu je třeba znát zatížení hřídele a její rozměry. Síly působící na hřídel byly spočteny v kapitole 8 (síla  $F$ ,  $R_A$  a  $R_B$ ) a její rozměry byly odměřeny z výkresu v příloze 8. Díky tomu, že známe velikosti všech sil působících na hřídel a její rozměry, můžeme určit průběh ohybového momentu a stanovit jeho maximum (obr. 22).



Obrázek 22: Průběh ohybového momentu

- Výpočet ohybového napětí  $\sigma_o$ :

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_{o \max}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 11058}{\pi \cdot 30^3} = 4,17 \text{ MPa}$$

- Výpočet napětí v krutu  $\tau_k$ :

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 98110}{\pi \cdot 30^3} = 18,51 \text{ MPa}$$

- Výpočet redukovaného napětí  $\sigma_{red}$ :

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\sqrt{3} \cdot \tau_k^2)} = \sqrt{4,17^2 + (\sqrt{3} \cdot 18,51^2)} = 24,71 \text{ MPa}$$

Materiál hřídele je ocel třídy 11 600, dovolené redukované napětí pro tento materiál je  $\sigma_{Dred} = 60 \text{ MPa}$ . Vypočtená hodnota redukovaného napětí je menší než dovolená, proto hřídel vyhovuje podmínce na redukované napětí ( $\sigma_{Dred} > \sigma_{red}$ ).

## 14 Závěr

V této diplomové práci byl proveden hydraulický a konstrukční návrh odstředivého čerpadla pro konkrétní parametry. V první části práce je stručně popsán princip činnosti odstředivých čerpadel a způsob volby vhodného tvaru oběžného kola.

V druhé, praktické části práce byl řešen samotný návrh odstředivého čerpadla pro zadané parametry, na jejichž základě byly vypočítány všechny potřebné hodnoty pro návrh vhodného typu oběžného kola čerpadla, jako jsou například kritéria hydrodynamické podobnosti hydraulických strojů a základní rozměry oběžného kola čerpadla. Na základě těchto výpočtů byl určen meridiánový řez radiálního oběžného kola, počet a tvar lopatek. Dále byl proveden návrh spirálového difuzoru, výpočet ucpávky a pevnostní výpočet exponovaných součástí.

Výkresová dokumentace obsahuje návrh meridiánovém řezu oběžného kola (návrh tvaru proudnic), konstrukci lopatek v půdoryse oběžného kola, konstrukci spirálového difuzoru a výkres sestavy čerpadla.

## Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma rozdělení hydrostatických a hydrodynamických čerpadel .....	11
Obrázek 2: Kinematické poměry v oběžném kole.....	14
Obrázek 3: Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola .....	14
Obrázek 4: Rychlostní trojúhelník na výstupu z oběžného kola.....	14
Obrázek 5: Schéma k aplikaci věty o změně hybnosti na radiální oběžné kolo čerpadla.....	15
Obrázek 6: Závislost tvaru oběžných kol čerpadel na rychloběžnosti $n_b$ nebo na měrných otáčkách $n_q$ .....	18
Obrázek 7: Závislost celkové účinnosti na specifických otáčkách a dopravovaného množství kapaliny .....	21
Obrázek 8: Hlavní rozměry radiálního oběžného kola .....	23
Obrázek 9: Směrné parametry čerpadla.....	25
Obrázek 10: Konstrukce proudnic A, S, B .....	29
Obrázek 11: Oběžné kolo s těsnícím kroužkem .....	30
Obrázek 12: Průběh relativní rychlosti $w$ na střední proudnici .....	35
Obrázek 13: Průběh meridiánové rychlosti $c_m$ na střední proudnici.....	37
Obrázek 14: Průměry na vstupní hraně oběžného kola.....	39
Obrázek 15: Rychlostní trojúhelník vstupu do oběžného kola na průměru $D'_1$ .....	39
Obrázek 16: Rychlostní trojúhelník na vstupu do oběžného kola na průměru $D''_1$ ....	40
Obrázek 17: Směrné parametry pro řešení spirály .....	41
Obrázek 18: Kruhový profil spirály.....	43
Obrázek 19: Schéma spirály s volenými řezy .....	43
Obrázek 20: Reálná rychlost $c$ ve spirále .....	45
Obrázek 21: Schéma těsnící plochy ucpávky .....	46
Obrázek 22: Průběh ohybového momentu .....	50

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané parametry.....	19
Tabulka 2: Vlastnosti vody při tep. 20 °C.....	19
Tabulka 3: Hlavní rozměry oběžného kola.....	27
Tabulka 4: Veličiny pro kontrolu průběhu meridiánové rychlosti (střední proudnice S) .....	37

Tabulka 5: Reálné plochy spirály v jednotlivých řezech.....	45
Tabulka 6: Vlastnosti mechanické ucpávky typu M3 .....	46
Tabulka 7: Parametry ucpávky .....	46
Tabulka 8: Rozměry pera .....	49

## Seznam použité literatury

Brada, K. & Bláha, J., 1989. *Projektování a provoz dopravy tekutin: projektování a provoz čerpací techniky 2.* přeprac. vyd., Praha: České vysoké učení technické.

Brada, K. & Bláha, J., 1992. *Hydrodynamická čerpadla 2.* přeprac. vyd., Praha: České vysoké učení technické.

Anon., Elektromotor SIEMENS: 1LE1002-1DB43.

<http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-1-1-1-2.html>

[Accessed 2018-04-22].

Gruber, J., *Mechanika II: Pružnost a pevnost.*

Hoffman, P., 2018. Výpočet ucpávky podle firmy Burgmann.

Leinveber, J. & Vávra, P., 2005. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření 2.*, dopl. vyd., Úvaly: Albra.

Anon., 2017. Mechanical seals: Magnetic couplings.

Melichar, J., 2009. *Hydraulické a pneumatické stroje: část čerpadla* Vyd. 1., V Praze: České vysoké učení technické.

Melichar, J., 2012. *Úvod do čerpací techniky 1.* vyd., V Praze: České vysoké učení technické.

Řasa, J. & Švercl, J., 2004. *Strojnické tabulky pro školu a praxi 1.* vyd., Praha: Scientia.

Řasa, J. & Švercl, J., 2007. *Strojnické tabulky: pro školu a praxi 1.* vyd., Praha: Scientia.

Strýček, O. & Gančo, M., 1968. *Čerpadlá: Konštrukcia a hydraulický výpočet*, Bratislava: Slovenská vysoká škola technická v Bratislave.

## Seznam příloh

Příloha 1: Hlavní rozměry oběžného kola

Příloha 2: Konstrukce proudnice S v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou

Příloha 3: Konstrukce proudnice A v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou

Příloha 4: Konstrukce proudnice B v lopatkovém řezu Kaplanovou metodou

Příloha 5: Proudnice A, S a B v půdoryse oběžného kola

Příloha 6: Půdorys oběžného kola s lopatkami o skutečné tloušťce

Příloha 7: Konstrukce spirálového difuzoru

Příloha 8: Výkres sestavy čerpadla