

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH SPIRÁLY K PŮVODNÍ KAŠNOVÉ TURBINĚ KATOVICE

SPIRAL CASE DESIGN FOR FOUNTAIN TURBINE KATOVICE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ ČÍPA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Čípa

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

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

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

Návrh spirály k původní kašnové turbíně Katovice

v anglickém jazyce:

Spiral case design for fountain turbine Katovice

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kašnová vodní turbína na lokalitě Katovice má nevhodně řešen rozvaděč, který byl původně určen pro jiný typ vodního stroje. Turbína je provozována na sníženém výkonu.

Cíle diplomové práce:

Proveďte analýzu nesrovnalostí u MVE Katovice a navrhnete vhodnou spirálu, která by ve spojení s novým rozvaděčem řešila problém sníženého výkonu této malé vodní elektrárny.

Seznam odborné literatury:

- [1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.
- [2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.
- [3] Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 27.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE

Tato diplomová práce má za úkol určit nesrovnalosti malé vodní elektrárny Katovice. Kašnová vodní turbína je zde provozována na sníženém výkonu, neboť původní rychloběžná Francisova turbína dosahovala podstatně nižšího průtoku než turbína typu Kaplan. Cílem práce je návrh spirály a rozvaděče pro současnou Kaplanovu turbínu, která by pracovala na vyšším průtoku a byla provozována v blízkosti svého optima. Tento návrh bude sloužit jako podklad ke zkonstruování rozvaděče a spirály pro malou vodní elektrárnu Katovice.

Klíčová slova:

malá vodní elektrárna, Kaplanova turbína, kašna, spirála, rozváděcí kolo, oběžné kolo

ANNOTATION

The diploma thesis should identify inconsistencies of the small hydraulic power plant Katovice. The fountain water turbine is now running in slower delivery because the original Francis high speed turbine achieved much smaller flow than a Kaplan type turbine. The aim of the thesis is a project of a spiral case and a distributor for the Kaplan turbine, which should work in higher flow and should be run in its optimum. This project will serve as a base for construction of distributor and spiral case for the small hydraulic power plant Katovice.

Key words:

small hydraulic power plant, Kaplan turbine, fountain, spiral case, distributor, runner

Bibliografická citace

ČÍPA, J. *Návrh spirály k původní kašnové turbíně Katovice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 50 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce doc. Ing. Miloslava Haluzy CSc. a s použitím uvedené literatury.

Podpis

Poděkování

Za účinnou podporu a obětavou pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování diplomové práce tímto děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi CSc. a také celému odboru Fluidního inženýrství. Dále chci poděkovat své rodině za podporu a trpělivost při studiu na vysoké škole.

Obsah

1 Úvod.....	9
2 Současný stav vodního díla MVE Katovice.....	11
2.1 Určení základních rozměrů nízkotlaké MVE	11
2.2 Stavba kašny MVE Katovice	12
2.2.1 Základní rozměry kašny MVE Katovice	13
2.2.2 Přibližné rozměry kašny pro průměr oběžného kola $D_1 = 1300$ mm	14
2.2.3 Porovnání rozměrů kašny MVE Katovice s rozměry ze statistiky.....	16
2.3 Návrhový bod pro Kaplanovu turbínu MVE Katovice	17
2.4 Příčiny sníženého výkonu.....	17
3 Řešení problému MVE Katovice	20
3.1 Návrhový bod pro nové oběžné kolo	20
3.2 Kontrola polohy oběžného kola na kavitaci	21
3.2.1 Kontrola umístění OK turbíny na MVE Katovice.....	22
4 Návrh rozváděcího kola	24
4.1 Konstrukce střednice rozváděcí lopatky.....	24
4.1.1 Teorie odvození součinitele „k“ pro střednici rozváděcí lopatky	25
4.2 Návrh rozváděcí lopatky na parametry MVE Katovice	27
4.2.1 Výpočet střednice rozváděcí lopatky na parametry MVE Katovice	27
4.2.2 Nanesení profilu na střednici lopatky	29
4.2.3 Úprava výstupní hrany lopatky	30
4.2.4 Rozměry rozváděcí lopatky a její uložení.....	30
4.3 Rozváděcí kolo pro MVE Katovice	32
4.3.1 Počet rozváděcích lopatek rozváděcího kola	32
4.3.2 Rozměry rozváděcího kola.....	33
5 Návrh spirály	34
5.1 Odvození výpočtů spirály	35
5.1.1 Rozložení rychlosti v_u podle čtvrtelipsy	35
5.1.2 Odvození ploch spirály	37
5.1.3 Odvození rozměrů příčného profilu spirály	38

5.2 Výpočet spirály pro MVE Katovice.....	39
5.2.1 Vstupní rychlost v_e a plocha S_0 hrdla spirály.....	40
5.2.3 Výpočet ploch spirály na úhlu φ	40
5.2.4 Poloměr spirály R_k pro MVE Katovice.....	41
5.3 Konstrukce spirály na MVE Katovice.....	43
5.3.1 Hrdlo a ostruha spirály.....	43
5.3.2 Rozměry spirály Katovice.....	44
5.3.3 Spirála Kaplanovy turbíny pro MVE Katovice.....	45
6 Závěr	46
Seznam použité literatury.....	47
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	48
Seznam příloh	50

1 Úvod

V dnešní době, kdy poptávka jak ve světě, tak i v České republice po elektrické energii značně roste, je třeba ji získávat z co nejvíce možných zdrojů. Využívání energie vodních toků patří odedávna k základním zdrojům získávání energie. Jedná se při tom o získávání energie z tzv. obnovitelných zdrojů, které jsou šetrné k životnímu prostředí a jsou podporovány v podobě různých dotací. Efektivní získávání energie z vlastních zdrojů je také potřebné z hlediska nezávislosti na ostatních státech. V České republice jsou sice již veškeré velké vodní elektrárny (instalovaný výkon nad 10 MW) postaveny, ale zdaleka není vyčerpán všechn potenciál v podobě menších vodních toků. Nejenže nejsou zdaleka všechna malá vodní díla postavena, ale mnohá díla jsou zastaralá a nevyhovující dnešním technickým podmínkám a znalostem. Tyto elektrárny je třeba znovu rekonstruovat a tím zlepšit jejich účinnost a zvýšit tak jejich výkon. Jedním takovým dílem je i malá vodní elektrárna Katovice (obr. 1.1), kterou jsem si vybral jako téma své diplomové práce.



obr. 1.1, MVE Katovice

MVE Katovice leží na levém boku řeky Otavy nedaleko města Strakonice v jižních Čechách. Jedná se derivační typ vodní elektrárny s délkou náhonu přibližně 80 m. Původně stavba sloužila jako starý vodní mlýn a v roce 1902 došlo k výměně vodních kol za Girardovy turbíny. Později byly tyto turbíny nahrazeny typem Francis. V roce 1996 byly nově instalovány dvě Kaplanovy turbíny (venkovní) a v roce 2000 bylo přistoupeno na výměnu kašnových Francisových turbín na turbíny typu Kaplan. Tyto dvě vertikální kašnové turbíny,

každá s průměrem oběžného kola 1300 mm, mají instalovaný výkon 110 kW. Na obou strojích je značně snížen výkon oproti očekávání a úkolem této diplomové práce je zlepšit účinnost jedné turbíny v podobě navrhnutí spirály spolu s novým rozvaděčem a tím zvýšit její výkon.

Cíle práce:

- Provést analýzu nesrovnalostí u MVE Katovice
- Navrhnout vhodnou spirálu, která by ve spojení s novým rozvaděčem řešila problém sníženého výkonu vodní turbíny

2 Současný stav vodního díla MVE Katovice

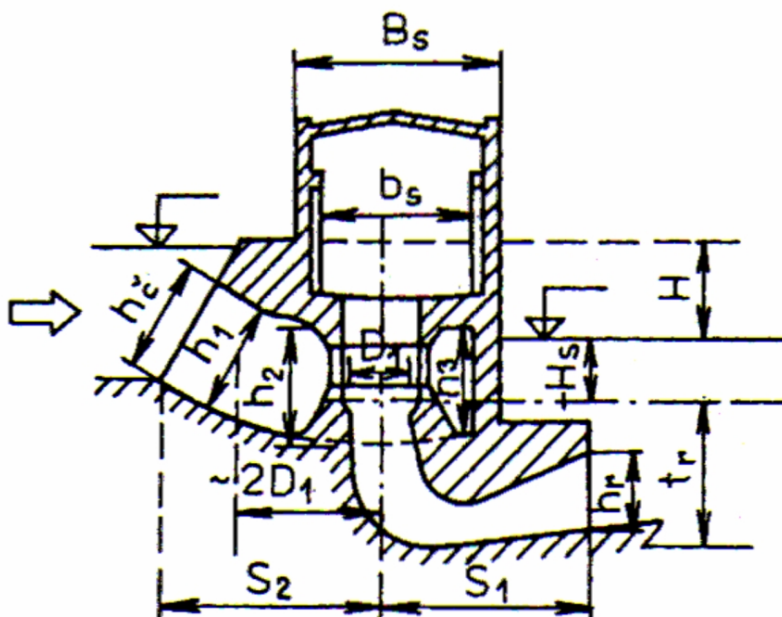
Umístění a uspořádání výrobních objektů malé vodní elektrárny je individuální a velmi různorodé. Je ovlivněno velikostí užitého spádu, charakterem přiváděče, vzájemnou polohou elektrárenského a vzdouvacího objektu, typem turbín, charakterem provozu, velikostí výkonu, způsobem zakládání, kavitačními poměry turbíny a klimatickými podmínkami území, v němž je elektrárna situována. [4]

2.1 Určení základních rozměrů nízkotlaké MVE

Pro nízkotlaké vodní elektrárny s vertikálními turbínami jsou doporučeny přibližné vzorce k určení základních rozměrů stavby strojovny (obr. 2.1 a obr. 2.2), kterými se můžeme řídit. Tyto vzorce vycházejí ze statistického zpracování rozměrů vybudovaných vodních elektráren. Většina těchto rozměrů se vztahuje ke specifickým otáčkám vodního stroje a lze je vyjádřit v násobcích průměru oběžného kola (dále OK) turbíny.

Hlavní rozměry kašny:

$$\begin{aligned} h_1 &= 1,5 * D_1 \quad [\text{m}] && \text{- výška přiváděče} \\ b_1 &= 3,3 * D_1 \quad [\text{m}] && \text{- šířka přiváděče} \\ S &= h_1 * b_1 = 4,95 * D_1^2 \quad [\text{m}^2] && \text{- plocha přiváděče} \end{aligned}$$

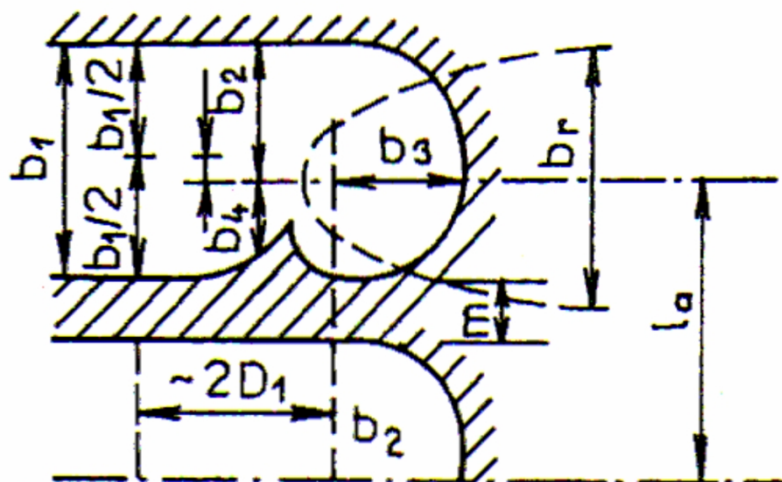


obr. 2.1, Základní rozměry strojovny nízkotlaké vodní elektrárny s vertikální Kaplanovou turbínou [4]

U nových reakčních turbín je třeba přivádět vodu na oběžné kolo po celém jeho obvodu, a to co nejrovnoměrněji při co největší prostorové úspornosti konstrukce. [4] Klasickou konstrukcí na již dříve vybudovaných dílech je kašna. Novější uspořádání u nízkotlakých vodních turbín je pomocí spirály betonové (obr. 2.2) nebo ocelové.

Vzorce na přibližné rozměry spirální kašny:

$h_2 = 1,7 * D_1$ [m]	- výška spirální kašny na vstupu
$h_3 = 1,1 * D_1$ [m]	- výška spirální kašny v zadní části za OK
$h_4 = 0,7 * D_1$ [m]	- výška spirální kašny v pravé části
$b_2 = 2,15 * D_1$ [m]	- vzdálenost stěny na vstupu od osy OK
$b_3 = 1,9 * D_1$ [m]	- vzdálenost stěny za osou OK
$b_4 = 1,2 * D_1$ [m]	- vzdálenost stěny v pravé části od osy OK
$e = 0,47 * D_1$ [m]	- excentricita OK v kašně



obr. 2.2, Pohled shora na uložení turbíny ve spirální kašně

2.2 Stavba kašny MVE Katovice

Na MVE Katovice jsou dvě kašny, ve kterých jsou instalovány vertikální Kaplanovy turbíny pravotočivého typu. Do jedné kašny (obr. 2.3) se má navrhnout spirála, která bude v jejích prostorách lépe přivádět vodu na rozváděcí kolo, a tím zvýšit účinnost a výkon turbíny. Průměr oběžného kola je $D_1 = 1300$ [mm]. Průměr rozváděče je $D_r = 2000$ [mm]. Kašna je tvořena téměř obdélníkovým půdorysem. Voda v kašně přitéká na rozvaděč s volnou hladinou. Turbína je uložena symetricky (obr. 2.4), což není příznivé ke správnému natékání vody k turbíně v polovině kašny, kde voda přitéká protisměrnou rychlostí, než je otáčení turbíny.



obr. 2.3, Obrázek kašny Katovice s pohledem na rozváděcí kolo

2.2.1 Základní rozměry kašny MVE Katovice

Hlavní rozměry kašny:

$$h_1 = \underline{1,94 \text{ m}}$$

- výška hladiny vody v kašně

$$b_1 = \underline{2,8 \text{ m}}$$

- šířka kašny před turbínou

$$S = h_1 \cdot b_1 = \underline{5,43 \text{ m}^2}$$

- průmět vstupní plochy vody

- šířka kašny a vstupní plocha vody před turbínou jsou přibližné, neboť reálná kašna nemá přesný tvar obdélníku, ale pro účely porovnání jsou rozměry dostačující

Rozměry kašny kolem turbíny:

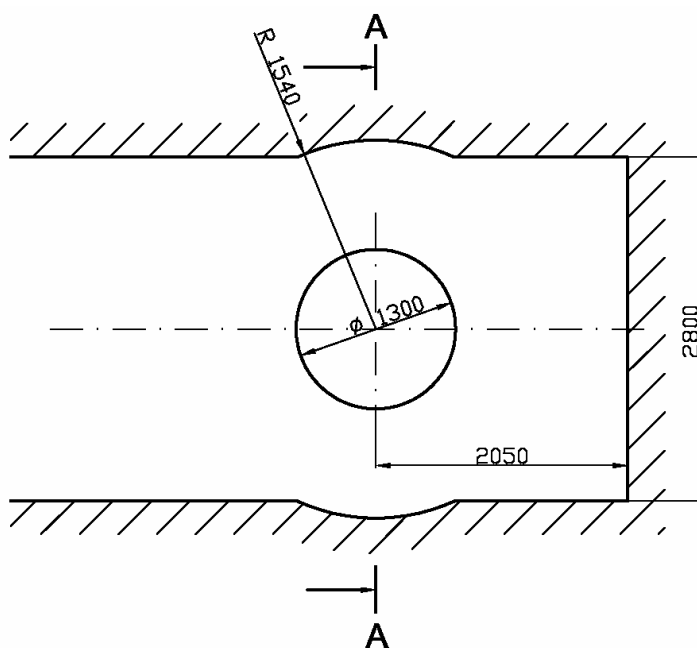
$$b_2 = b_4 = \underline{1,54 \text{ m}}$$

- vzdálenost osy OK od stěny kašny

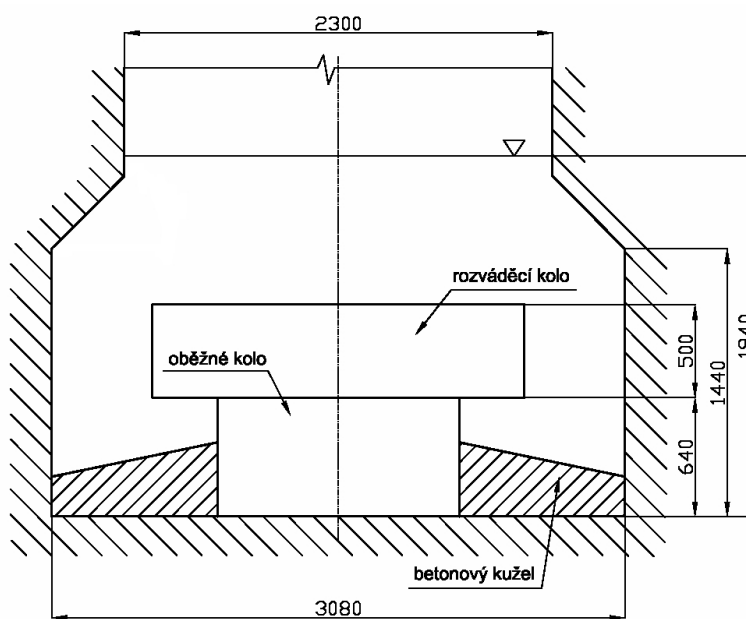
$$b_3 = \underline{2,05 \text{ m}}$$

- vzdálenost osy OK od zadní části kašny

- rozměry kašny MVE Katovice jsou znázorněny na následujících schematických obrázcích:



obr. 2.4, Půdorys kašny MVE Katovice s oběžným kolem



obr. 2.5, Obrázek kašny ze předu (A-A)

2.2.2 Přibližné rozměry kašny pro průměr oběžného kola $D_1 = 1300$ mm

Hlavní rozměry kašny (přiváděče):

$$h_1 = 1,5 \cdot D_1 = 1,5 \cdot 1,3 = \underline{1,95 \text{ m}}$$

$$b_1 = 3,3 \cdot D_1 = 3,3 \cdot 1,3 = \underline{4,29 \text{ m}}$$

$$S = h_1 \cdot b_1 = 1,95 \cdot 4,29 = \underline{8,37 \text{ m}^2}$$

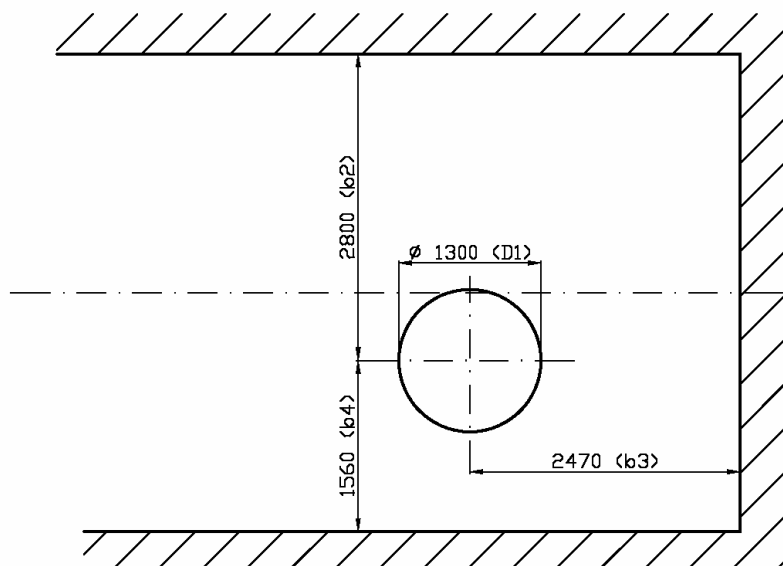
Při kašnovém uspořádání vtoku vody na turbínu je kladen velký důraz hydraulicky vhodného řešení především v půdorysu. Při umístění turbíny v kašně symetricky, se nevyhneme špatnému přitékání vody na rozváděcí kolo a taktéž možnému periodickému tvoření vertikálních vírů, které mohou strhávat vzduch na oběžné kolo. Turbíny se proto umísťují v kašně nesymetricky. [4]

Výpočet přibližných rozměrů spirální kašny v půdorysu (obr. 2.6):

$$b_2 = 2,15 \cdot D_1 = 2,15 \cdot D_1 = 2,15 \cdot 1,3 = \underline{2,8 \text{ m}}$$

$$b_3 = 1,9 \cdot D_1 = 1,9 \cdot D_1 = 1,9 \cdot 1,3 = \underline{2,47 \text{ m}}$$

$$b_4 = 1,2 \cdot D_1 = 1,2 \cdot D_1 = 1,2 \cdot 1,3 = \underline{1,56 \text{ m}}$$



obr. 2.6, Půdorys umístění oběžného kola průměru $D_1 = 1300 \text{ mm}$ ve správné kašně

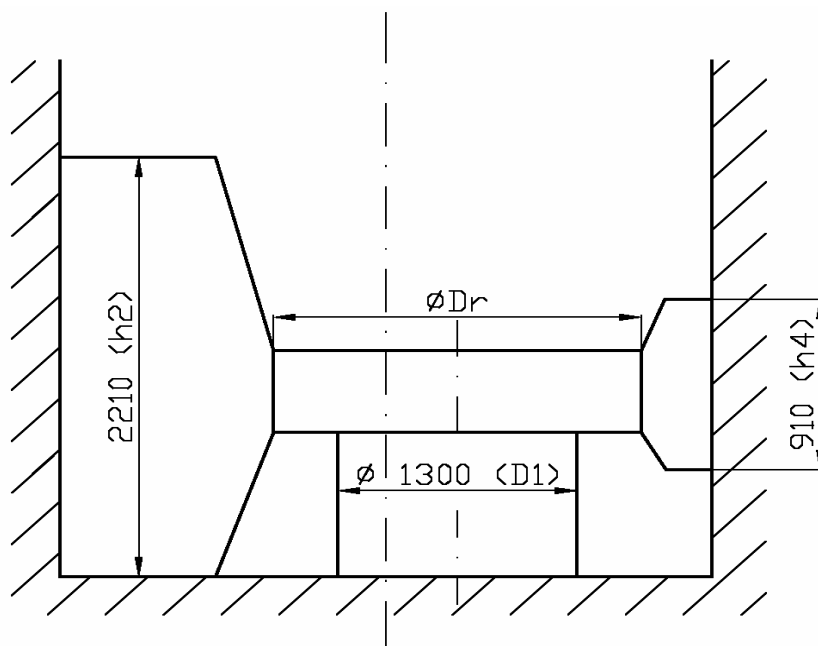
Rozšířeným typem přívodu vody k turbíně je spirála betonová, která slouží jako tlakový, plynule zmenšující se přivaděč. [4]

Výpočet přibližných rozměrů spirální kašny a jejích obr. 2.7:

$$h_2 = 1,7 \cdot D_1 = 1,7 \cdot D_1 = 1,7 \cdot 1,3 = \underline{2,21 \text{ m}}$$

$$h_3 = 1,1 \cdot D_1 = 1,1 \cdot D_1 = 1,1 \cdot 1,3 = \underline{1,43 \text{ m}}$$

$$h_4 = 0,7 \cdot D_1 = 0,7 \cdot D_1 = 0,7 \cdot 1,3 = \underline{0,91 \text{ m}}$$



obr. 2.7, Pohled zepředu na umístění oběžného kola průměru $D_1 = 1300$ mm ve spirální kašně

2.2.3 Porovnání rozměrů kašny MVE Katovice s rozměry ze statistiky

Tabulka 2.1, Porovnání rozměrů

Rozměry	Přibližné rozměry kašny pro OK $D_1 = 1300$ mm (m)	Rozměry kašny Katovice (m)
h_1	1,95	1,94
b_1	4,29	2,8
S	8,37	5,43
b_2	2,8	1,54
b_3	2,47	2,05
b_4	1,56	1,54
h_2	2,21	1,94 (výška hladiny)
h_3	1,43	1,94 (výška hladiny)
h_4	0,91	1,94 (výška hladiny)

Z tabulky je zřejmé, že rozměry kašny MVE Katovice jsou mnohem menší než správné rozměry kašny pro oběžné kolo průměru $D_1 = 1300$ mm.

2.3 Návrhový bod pro Kaplanovu turbínu MVE Katovice

$D_1 = 1300 \text{ mm}$	- průměr oběžného kola
$H = 2,4 \text{ m}$	- čistý spád na turbínu
$Q = 4,5 \text{ m}^3/\text{s}$	- průtok na lokalitě pro turbínu

Pro čtyřlopatovou Kaplanovu turbínu typu 4-K-84 leží optimum účinnosti v jednotkovém průtoku a jednotkových otáčkách: - konzultace s vedoucím diplomové práce

$$Q_{11} = 1,3 \text{ m}^3/\text{s}$$
$$n_{11} = 164 \text{ min}^{-1}$$

Přepočet průtoku Q a otáček n z jednotkových hodnot pro daný typ turbíny a průměr oběžného kola $D_1 = 1300 \text{ mm}$:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 * \sqrt{H}} \Rightarrow Q = Q_{11} * D^2 * \sqrt{H} = 1,3 * 1,3^2 * \sqrt{2,4} = \underline{3,4 \text{ m}^3/\text{s}} \quad (1)$$

$$n_{11} = \frac{n * D}{\sqrt{H}} \Rightarrow n = \frac{n_{11} * \sqrt{H}}{D} = \frac{164 * \sqrt{2,4}}{1,3} = \underline{195 \text{ min}^{-1}}$$

Z jednotkového průtoku Kaplanovy turbíny vychází pro optimální účinnost menší průtok než je návrhový bod pro turbínu MVE Katovice. Z tohoto je vidět, že se turbína provozuje v přetevřeném chodu, a tudíž je snižená účinnost.

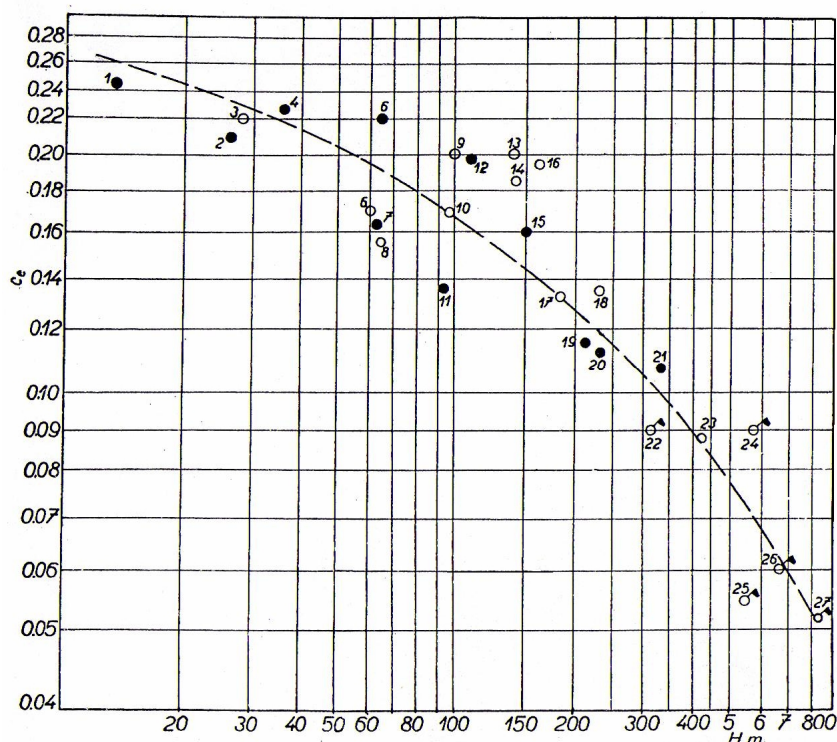
2.4 Příčiny snížení výkonu

Z porovnání rozměrů kašen lze vidět, že rozměry stávající kašny neodpovídají statistickým rozměrům kašny pro průměr oběžného kola $D_1 = 1300 \text{ mm}$. Tyto rozměry jsou mnohem menší, než by měly být, a to lze vysvětlit jako příčinu velkého snížení výkonu turbíny na MVE Katovice. Původní Francisovy turbíny, a to vysoce rychloběžné, dosahovaly menších průtoků, než dosahují turbíny typu Kaplan. Dalším možným snížením výkonu je fakt, že turbína je uložena v kašně symetricky.

Rozměry spirály pro spád $H = 2,4 \text{ m}$:

Při řešení spirály pro vodní turbínu se vychází ze statistického zpracování hodnot měrné vstupní rychlosti c_e již vyrobených strojů. [1]

Na obr. 2.8, je vyznačena přibližná závislost této hodnoty na spádu.



obr. 2.8, Vstupní rychlosti provedených turbín [1]

- pro spád $H = 2,4$ m je měrná rychlost volená:

$$c_e = 0,27$$

Výpočet rychlosti je pak dle vztahu:

$$v_e = c_e * \sqrt{2 * g * H} = 0,27 * \sqrt{2 * 9,81 * 2,4} = \underline{1,853 \text{ m/s}}$$

Tato hodnota je optimální vstupní rychlostí do hrdla spirály pro danou Kaplanovu turbínu.

Ze vstupní rychlosti se vypočítá potřebná vstupní plocha spirály. Při řešení konstrukce spirály se vychází z průtoku Q a otáček n příslušné optimální účinnosti.

$$S_v = \frac{Q}{v_e} = \frac{3,4}{1,853} = \underline{1,835 \text{ m}^2}$$

- kde Q je průtok v optimu účinnosti pro D_1 – viz rovnice (1)

V kašně MVE Katovice je prostor pro vstupní plochu spirály pouze:

$$S_{kv} = \underline{1,048 \text{ m}^2}$$

Tato vstupní plocha ještě není příznivá pro přivádění vody na rozváděcí kolo, neboť se nejedná o kruhový průmět, ale jedná se o největší možnou plochu s tvarem obdélníku, který není hydraulicky vhodný pro přívod vody na rozvaděč.

Rychlost pro možnou vstupní plochu hrdla spirály:

$$S_{kv} = \frac{Q}{v_{ke}} \Rightarrow v_{ke} = \frac{Q}{S_{kv}} = \frac{3,4}{1,048} = \underline{3,24 \text{ m/s}}$$

Tabulka 2.1, Porovnání rychlostí

Optimální vstupní rychlost v_k [m/s]	Teoretická vstupní rychlost v kašně v_{ke} [m/s]
1.853	3.24

Z porovnání rychlostí je jasné vidět, že prostory kašny zcela nevyhovují hltností pro průměr oběžného kola $D_1 = 1300 \text{ mm}$, a tudíž přivádění vody o takovém průtoku, se kterým je na dané lokalitě počítáno. Teoretické rychlosti, která vychází ze vstupní plochy kašny elektrárny S_{kv} , nelze dosáhnout pod daným spádem $H = 2,4 \text{ m}$. To je hlavní důvod špatného plnění turbíny, a proto je zde tolik snížený výkon.

3 Řešení problému MVE Katovice

Kašna je součástí celé stavby, a proto nelze zvětšit její rozměry. Z tohoto důvodu bylo po domluvě s majitelem elektrárny rozhodnuto vyměnit oběžné kola. Jedná se o zmenšení OK z průměru $D_1 = 1300$ mm na průměr $D_1' = 1000$ mm a tím snížení hltnosti turbíny a uvolnění prostoru v kašně. Turbína tak bude moci pracovat v okolí svého optima a tím se zvýší patřičně její účinnost. Jelikož jsou na elektrárně celkově 4 turbíny (2x venkovní Kaplan, 2x vnitřní Kaplan), bude moci tato turbína být provozována pro menší průtok, a tudíž efektivněji. V přetopeném provozu turbíny by se měl výkon zvýšit.

Tato úprava přinese potřebný prostor ke zkonstruování spirály k turbíně. Rozvaděč se tímto krokem zmenší a navrhne tak, aby vhodně rozváděl vodu na oběžné kolo, neboť starý rozvaděč byl ponechán z předchozí Francisovy turbíny a nevyhovoval současné turbíně.

3.1 Návrhový bod pro nové oběžné kolo

Na lokalitě bude použit stejný typ Kaplanovy turbíny jako předchozí. Průměr oběžného kola se zmenší na $D_1' = 1000$ mm.

Pro čtyřlpatovou Kaplanovu turbínu leží optimum účinnosti v jednotkových hodnotách průtoku a otáček a je $\eta_h = 86,7$ %.

$Q_{11} = 1,3 \text{ m}^3/\text{s}$	- jednotkový průtok
$n_{11} = 164 \text{ /min}$	- jednotkové otáčky
$H = 2,4 \text{ m}$	- čistý spád
$D = 1000 \text{ mm}$	- průměr OK

Přepočet průtoku Q a otáček n z jednotkových hodnot pro daný typ turbíny a průměr oběžného kola $D_1 = 1000$ mm:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 * \sqrt{H}} \Rightarrow Q = Q_{11} * D^2 * \sqrt{H} = 1,3 * 1^2 * \sqrt{2,4} = \underline{2 \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$n_{11} = \frac{n * D}{\sqrt{H}} \Rightarrow n = \frac{n_{11} * \sqrt{H}}{D} = \frac{164 * \sqrt{2,4}}{1} = \underline{254 \text{ /min}}$$

- z těchto výpočtů je určený návrhový bod, příslušející optimální účinnosti turbíny:

$$\begin{aligned}Q &= 2 \text{ m}^3/\text{s} \\n &= 254 \text{ /min} \\H &= 2,4 \text{ m}\end{aligned}$$

3.2 Kontrola polohy oběžného kola na kavitaci

Při umístění vodního stroje se musí dát pozor, aby nedocházelo k chodu turbíny v kavitačním provozu. Jedná se o to, aby lopatka oběžného kola byla vhodně umístěna nad nebo dokonce pod spodní hladinou vodní elektrárny (obr. 3.1). Pro bezkavitační provoz platí podmínka:

$$p_{\min} > p_v$$

$p_{\min}$ - minimální tlak na sací straně lopatky OK
 p_v - tlak nasycených par v kapalině při dané teplotě

Z této podmínky vycházíme pro výpočet statické sací výšky:

$$H_s \leq H_b - \sigma * H \quad [\text{m}]$$

H_s [m] - statická sací výška
(umístění sací strany lopatky OK od spodní hladiny)
 H_b [m] - barometrický tlak snížený o napětí par
 σ [-] - Thomův kavitační součinitel
 H [m] - spád

Barometrický tlak H_b je funkcí nadmořské výšky, ve které je turbína umístěna. Závislost barometrického tlaku na nadmořské výšce můžeme vyjádřit pomocí vztahu:

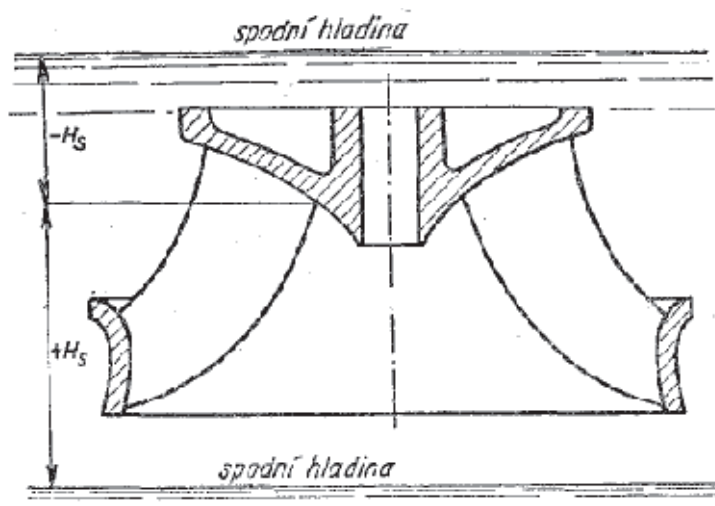
$$H_b = 10 - \frac{z_r}{850}$$

z_r [m] - nadmořská výška místa

Pro projekční řešení, a tedy pro náš výpočet, zahrnujeme ještě do vztahu kavitační jistotu:

$$H_s \leq H_b - (\sigma * H + h_j)$$

h_j [m] - kavitační jistota, (u Kaplanových turbín se udává 1 až 2 m)



obr. 3.1 Kladná a záporná sací výška [1]

3.2.1 Kontrola umístění OK turbíny na MVE Katovice

Pro určení možné sací výšky turbíny potřebujeme znát Thomův kavitační součinitel σ , který určíme z obr. 3.2. Jedná se o hodnoty σ pro maximální průtok v závislosti na měrných specifických otáčkách. Sací výška pro turbínu bude tím menší, čím větších hodnot dosáhne Thomův kavitační součinitel a to v závislosti na zvyšujícím se průtoku turbínou. Tedy pro náš případ provedeme kontrolu pro maximální možný průtok, ve kterém se ještě bude turbína provozovat.

- *Výpočet specifických otáček n_s pro maximální průtok $Q_{\max}$:*

$$Q_{\max} = 4,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 254 \text{ min}^{-1}$$

$$n_s = 3,65 * \frac{n}{\sqrt{H}} * \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 3,65 * \frac{254}{\sqrt{2,4}} * \sqrt{\frac{4,5}{\sqrt{2,4}}} \doteq \underline{1020 \text{ min}^{-1}}$$

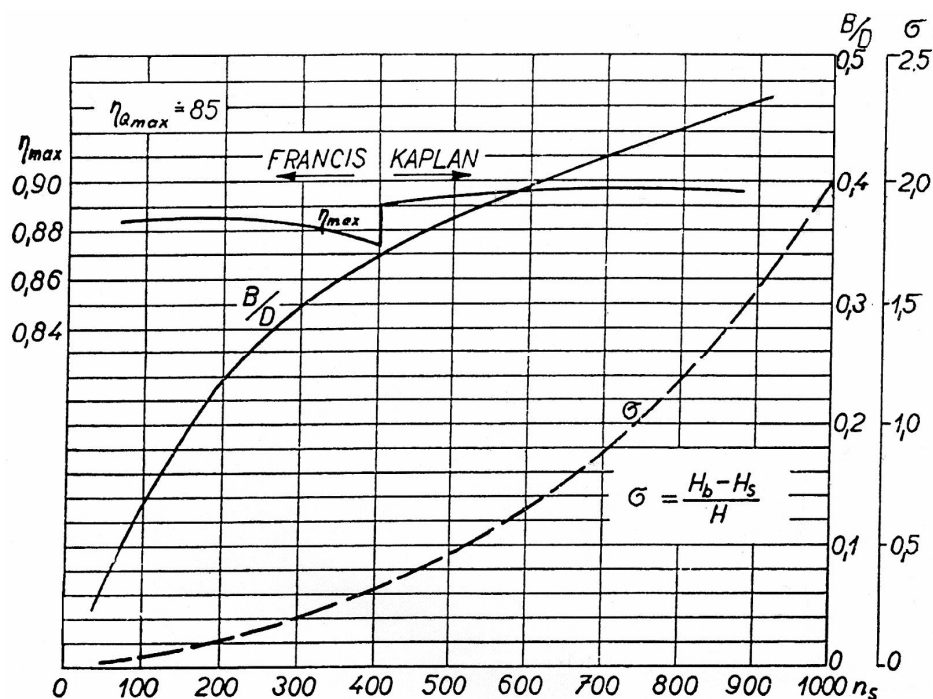
- *Výpočet statické sací výšky:*

$$h_j = 2 \text{ m}$$

$$z_r = 412 \text{ m.n.m.} - \text{nadmořská výška obce Katovice}$$

$$H_s \leq H_b - (\sigma * H + h_j) = 10 - \frac{412}{850} - (2,2 * 2,4 + 2) \doteq 2,2 \text{ m}$$

$$\boxed{H_s \leq 2,2 \text{ m}}$$



obr. 3.2, Závislost kavitačního součinitele a šířky rozvaděče na n_s [1]

- hodnota Thomova kavitačního součinitele pro $n_s = 1020$:

$$\sigma = 2,2$$

Z výpočtu vyplývá, že místo na sací straně lopatky oběžného kola Kaplanovy turbíny, odkud se měří sací výška stroje, na MVE Katovice musí být umístěna maximálně do výšky 2,2 m nad spodní hladinu. V tomto případě je zde dostatečující rezerva, neboť čistý spád je 2,4 m.

4 Návrh rozváděcího kola

Rozváděcí lopatky mají přivádět vodu k oběžnému kolu určitou rychlostí a určitým směrem, a to po celém obvodu stejně. Již z toho plyne, že záleží pouze na výstupní části rozváděcích lopatek, kdežto jejich další části nemají pouze způsobit zbytečné ztráty. Proto není třeba u turbín různých velikostí dodržovat stejný počet lopatek, jako má model. Naopak je výhodné volit u větších turbín větší počet rozváděcích lopatek, které pak vyjdou kratší (jejich délka je dána požadavkem vzájemného překrytí a tím uzavření průtoku v uzavřené poloze) a pak také roztečný průměr otočných čepů a tedy i vnější průměr turbíny vyjde menší. Též i síly působící na jejich natáčení se tím zmenší. [1]

U rozváděcích lopatek záleží hlavně na správném provedení výstupního konce lopatek, který musí souhlasit s rychlostním diagramem. Řešíme jej pro průtok příslušný optimální účinnosti a se zřetelem k vhodnosti i pro průtok maximální. Ostatní části lopatky hledíme navrhnout tak, aby nepůsobily přílišné ztráty. Hlavním pravidlem je, aby se kanál od vstupu k výstupu stále zužoval a rychlost vody se stále zvětšovala, a to při všech otevřeních. Dále volíme takový průřez rozváděcí lopatky, který při obtékání má pokud možno malé ztráty. [1]

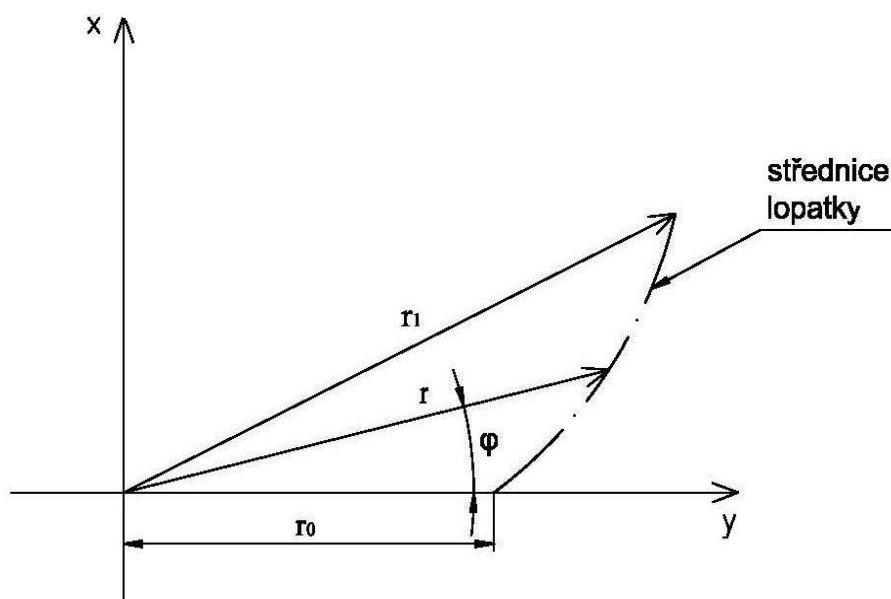
U spirálních turbín mívá vstupní konec lopatky takový směr, aby se při otevření, příslušném maximální účinnosti, shodoval se směrem přítoku vody ze spirály, ať již přitéká ze spirály volně, nebo je upraven výztužnými lopatkami. [1]

4.1 Konstrukce střednice rozváděcí lopatky

Pro konstrukci střednice rozváděcí lopatky se vychází z rovnice:

$$r = r_0 * e^{k*\varphi}$$

- kde r_0 je poloměr, na kterém končí výstupná hrana rozváděcí lopatky v optimální účinnosti. Součinitel k je směrnici tečny střednice lopatky. Poloměr r_1 ohraničuje maximální vzdálenost střednice rozváděcí lopatky od středu rozvaděče pro otevření v optimální účinnosti (obr. 4.1).



obr. 4.1, Střednice rozváděcí lopatky

4.1.1 Teorie odvození součinitele „k“ pro střednici rozváděcí lopatky

Teorie vychází z předpokladu konstantní cirkulace: $r * v_u = \text{konst.}$

- kde v_u je složka vektoru absolutní rychlosti $\vec{v}$ do směru rychlosti $\vec{u}$ a je na určitém poloměru konstantní

Tato unášivá složka absolutní rychlosti v_u se vyjádří z **Eulerovy turbínové rovnice**:

$$gH\eta_h = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2},$$

- kde $u_2 v_{u2}$ se zanedbá, protože je zde uvažován výstup kapaliny z oběžného kola bez rotace (tento předpoklad většinou neplatí a naopak se připouští malá rotace pro zamezení odtržení vody na stěnách savky)

$$gH\eta_h = u_1 v_{u1} \Rightarrow v_{u1} = \frac{gH\eta_h}{u_1} = \frac{gH\eta_h}{2\pi n r_1}$$

změnou indexování na výstup z rozváděcího kola se dostane vztah:

$$v_{u0} = \frac{gH\eta_h}{2\pi n r_0}$$

Vektorová složka absolutní rychlosti v_m do meridiálního směru je na určitém poloměru stejná na vstupu i výstupu z rozváděcího kola, neboť rozváděcí kolo neodebírá kapalině žádnou energii (až na ztráty vzniklé třením na stěnách rozváděcích lopatek), takže platí:

$$r_{\text{vstup}} * v_{m,\text{vstup}} = r_{\text{výstup}} * v_{m,\text{výstup}}$$

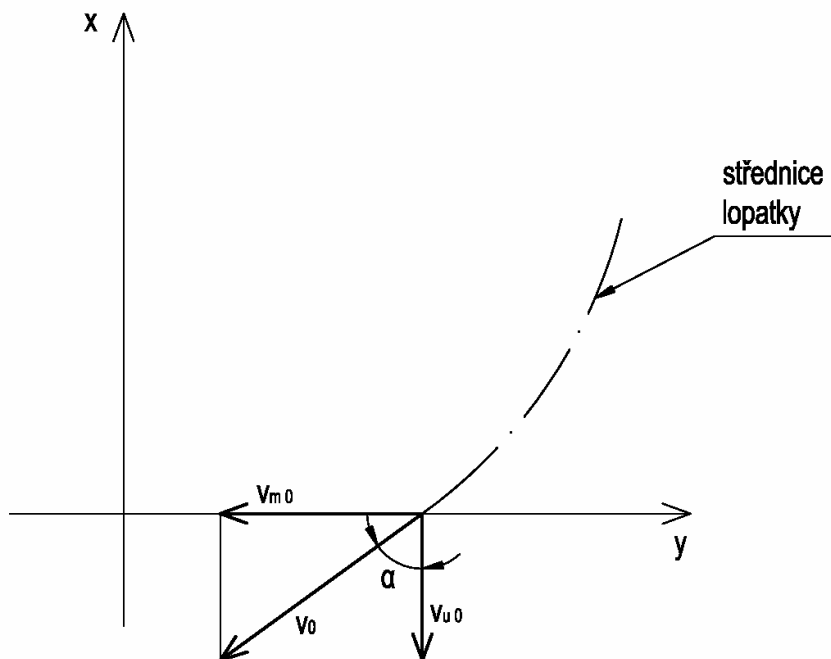
Pro meridiální složku absolutní rychlosti v_{m0} na výstupu z rozváděcího kola platí:

$$v_{m0} = \frac{Q}{2\pi r_0 B}$$

- kde r_0 je poloměr na výstupu z rozváděcího kola, Q je průtok rozváděcím kolem a B je šířka rozvaděče

Pro součinitel „ k “ pro střednici lopatky pak vychází vztah:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{m0}}{v_{u0}} = \frac{\frac{Q}{2\pi r_0 B}}{\frac{gH\eta_h}{2\pi n r_0}} = \frac{Qn}{gH\eta_h B} \Rightarrow \boxed{k = \frac{Qn}{gH\eta_h B}}$$



obr. 4.2, Rychlostní trojúhelník na výstupu střednice rozváděcí lopatky

4.2 Návrh rozváděcí lopatky na parametry MVE Katovice

Z parametrů vypočtených v kapitole 3.1 se vypočítá střednice rozváděcí lopatky a navrhne rozváděcí lopatka.

4.2.1 Výpočet střednice rozváděcí lopatky na parametry MVE Katovice

Průtok Q , spád H a otáčky n byly vypočteny jako návrhový bod pro optimální účinnost daného typu čtyřlopatové Kaplanovy turbíny.

Návrhový bod turbíny:

$$\begin{aligned}Q &= 2 \text{ m}^3/\text{s} \\H &= 2,4 \text{ m} \\n &= 254 \text{ /min} = 4,23 \text{ /s}\end{aligned}$$

Šířka rozvaděče B se určila z grafu závislosti specifických otáček n_s na šířce rozváděcího kola (obr. 2.2.1). Poloměr r_0 , na kterém končí výstupní hrana rozvaděče, byl zvolen z důvodu rychloběžnosti turbíny, který má být přibližně roven vnějšímu poloměru vstupní hrany oběžného kola. Hydraulická účinnost je optimum turbíny pro daný průtok Q a otáčky n .

$$\begin{aligned}B &= 410 \text{ mm} = 0,41 \text{ m} \\r_0 &= 520 \text{ mm} = 0,52 \text{ m} \\\eta_h &= 86,7 \% = 0,867\end{aligned}$$

- *Výpočet specifických otáček n_s :*

$$n_s = 3,65 * \frac{n}{\sqrt{H}} * \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 3,65 * \frac{254}{\sqrt{2,4}} * \sqrt{\frac{2}{\sqrt{2,4}}} \doteq 680 \text{ min}^{-1}$$

- *Výpočet součinitele „ k “ pro zadané parametry:*

$$k = \frac{Qn}{gHB\eta_h} = \frac{2 * 4,23}{9,81 * 2,4 * 0,41 * 0,867} = 1,0109$$

- *Výpočet střednice lopatky na otevření úhlu φ pomocí daného vzorce. Tabulka 4. 1*

$$r = r_0 * e^{k*\varphi}$$

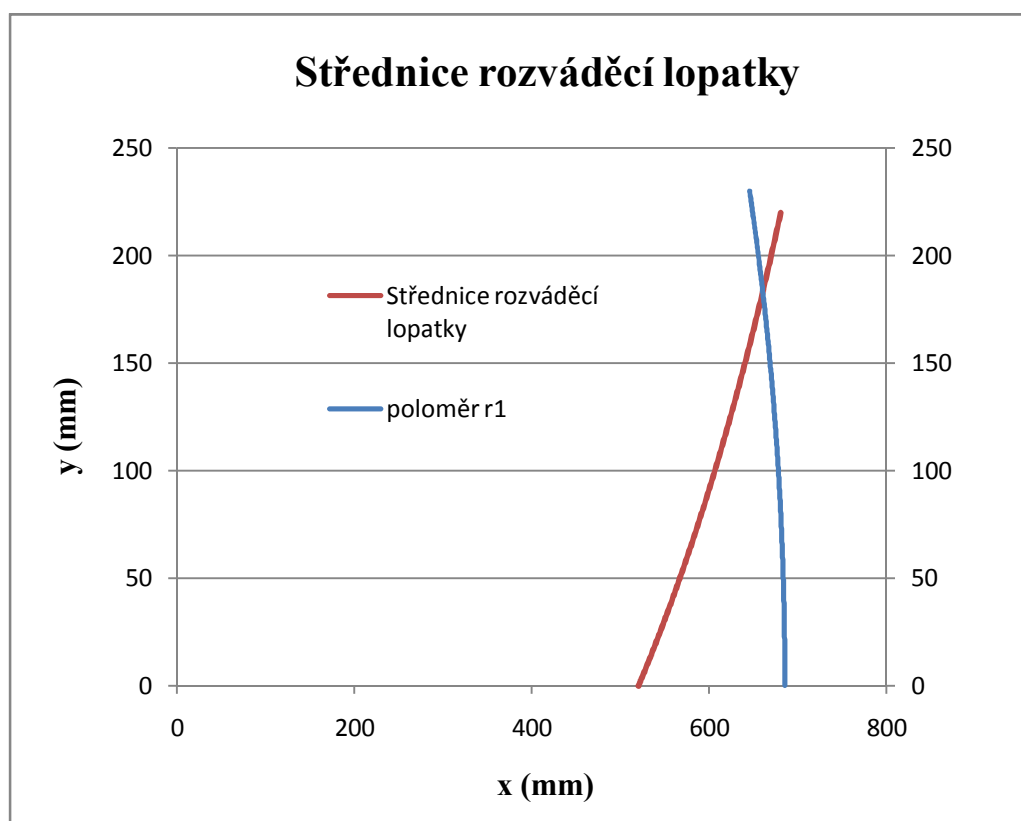
Z vypočtených hodnot poloměru r na úhlu φ se zkonstruuje střednice, která se ohraničí poloměrem r_1 , který je maximální vzdáleností od středu rozváděče pro jeho otevření v optimální účinnosti (Graf. 4.1).

- pro tuto lopatku je $r_1 = 680$ mm (konzultace s vedoucím diplomové práce)

Tabulka 4.1, Hodnoty poloměru r na úhlu φ pro střednice rozváděcí lopatky

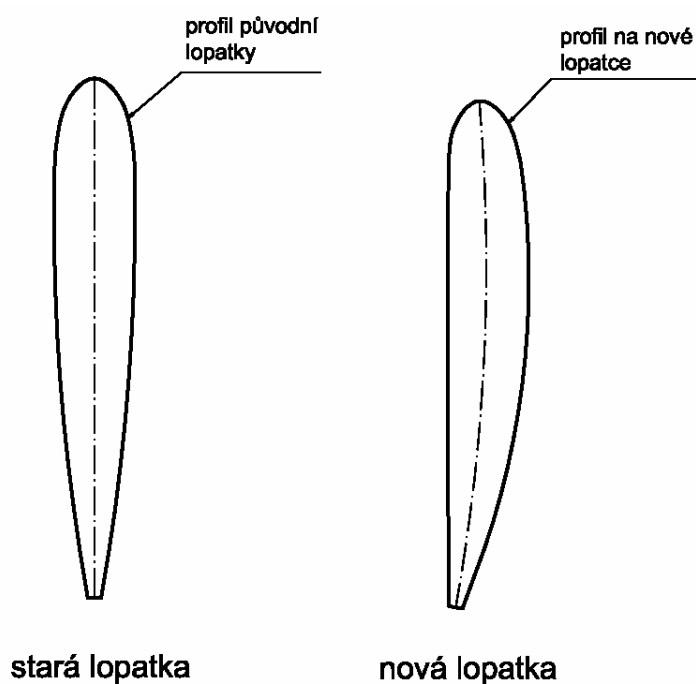
φ (°)	r (mm)	φ (°)	r (mm)	φ (°)	r (mm)
0	520,0	5,2	570,4	10,4	625,8
0,2	521,9	5,4	572,5	10,6	628,0
0,4	523,7	5,6	574,5	10,8	630,2
0,6	525,6	5,8	576,6	11	632,5
0,8	527,5	6	578,6	11,2	634,7
1	529,3	6,2	580,7	11,4	637,0
1,2	531,2	6,4	582,7	11,6	639,3
1,4	533,1	6,6	584,8	11,8	641,5
1,6	535,0	6,8	586,9	12	643,8
1,8	536,9	7	589,0	12,2	646,1
2	538,8	7,2	591,1	12,4	648,4
2,2	540,8	7,4	593,2	12,6	650,7
2,4	542,7	7,6	595,3	12,8	653,1
2,6	544,6	7,8	597,5	13	655,4
2,8	546,6	8	599,6	13,2	657,7
3	548,5	8,2	601,7	13,4	660,1
3,2	550,5	8,4	603,9	13,6	662,4
3,4	552,4	8,6	606,0	13,8	664,8
3,6	554,4	8,8	608,2	14	667,2
3,8	556,4	9	610,3	14,2	669,5
4	558,4	9,2	612,5	14,4	671,9
4,2	560,4	9,4	614,7	14,6	674,3
4,4	562,4	9,6	616,9	14,8	676,7
4,6	564,4	9,8	619,1	15	679,1
4,8	566,4	10	621,3	15,2	681,6
5	568,4	10,2	623,5	15,4	684,0

Vypočítaná střednice lopatky se obalí tloušťkou určitého profilu. U Kaplanových turbín se používají letecké křídlové profily. [1] V tomto případě se střednice rozváděcí lopatky obalila profilem z původní rozváděcí lopatky pro předchozí Francisovu turbínu, která byla dříve na lokalitě použita (obr. 4.3).



Graf 4.1, Střednice rozváděcí lopatky a její vzdálenost od osy rozváděcího kola

4.2.2 Nanesení profilu na střednici lopatky



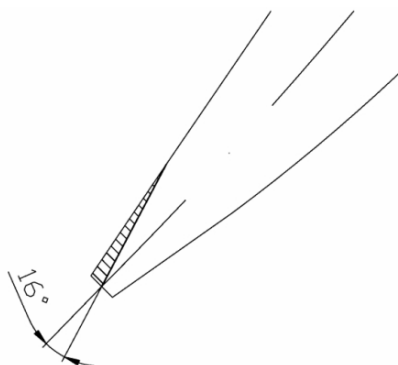
obr. 4.3, Přenesení profilu z lopatky původní na novou střednici

4.2.3 Úprava výstupní hrany lopatky

Výstupní konce lopatek se vždy přiosťují, buď symetricky ke střednici v úhlu 12° až 20° , nebo nesymetricky tak, že přiosťování probíhá přibližně podle kružnice, procházející výstupní hranou při otevření pro maximální účinnost. [1]

Rozváděcí lopatka pro elektrárnu Katovice se upravila zkosením ke střednici v úhlu 16° (obr. 4.4).

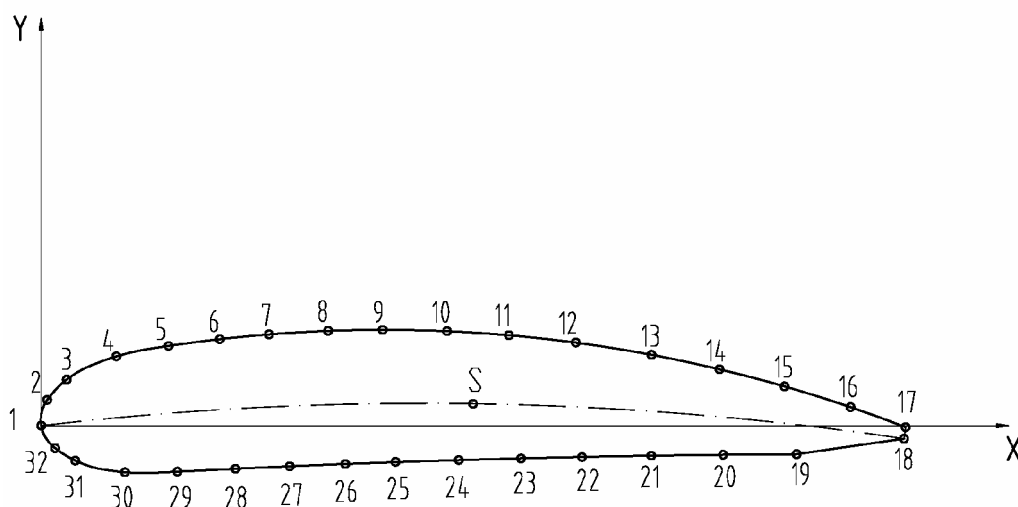
- konzultace s vedoucím diplomové práce



obr. 4.4, Úprava konce rozváděcí lopatky

4.2.4 Rozměry rozváděcí lopatky a její uložení

Rozměry a tvar konečné rozváděcí lopatky pro rozvaděč na elektrárnu Katovice jsou uvedeny v následující tabulce 4.2, na obr. 4.5 a v Příloze I. Výška lopatky je dána šířkou rozvaděče.



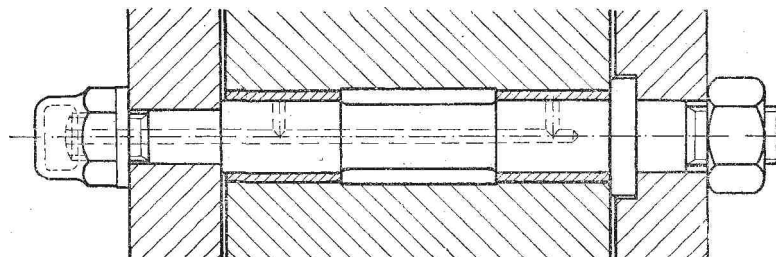
obr. 4.5, Lopatka rozvaděče

Tabulka 4.2, Hodnoty bodů obrysu lopatky

bod č.	X (mm)	Y (mm)	bod č.	X (mm)	Y (mm)
S	112,8	5,69	17	224,39	-0,4
1	0	0	18	223,95	-3,37
2	1,55	6,7	19	196,06	-7,42
3	6,61	11,97	20	177	-7,56
4	19,49	18	21	158,36	-7,79
5	33,06	20,71	22	140,38	-8,16
6	46,35	22,47	23	124,55	-8,54
7	59,12	23,71	24	108,39	-8,94
8	74,45	24,61	25	91,96	-9,41
9	88,62	24,89	26	78,91	-9,96
10	105,32	24,53	27	64,5	-10,56
11	121,39	23,49	28	50,42	-11,2
12	138,76	21,57	29	35,35	-11,95
13	158,41	18,41	30	21,72	-12,09
14	176,05	14,64	31	8,84	-9,09
15	192,93	10,19	32	3,61	-5,85
16	210,06	4,81			

Regulace může být v tomto případě volena vnitřní. Tato regulace se používá u menších turbín a při malých spádech.

Lopatky jsou otočně nasazeny na čepech, které zároveň drží obě turbínová víka pohromadě. Lopatky mají k otáčení na čepech zalisovaná bronzová pouzdra. Pouzdra sahají z každé strany do 1/4 až 1/3 délky otvoru. Čep, na němž se lopatka otáčí, se mezi těmito pouzdry často osazuje na menší průměr (obr. 4.6), aby i po narezavění této plochy šel snadno vyjmout. Zvláště u svislých turbín mívá čep na spodním konci nákrůžek (obr. 4.6), který vyčnívá asi 1/2 mm nad víko turbíny, takže lopatka je jím axiálně nesena, netře se celou délkou o víko a dá se snáze natáčet. Toto uspořádání má tu nevýhodu, že při výměně pouze jedné lopatky nelze čep vytáhnout; proto je na čepu často místo nákrůžku navlečen zvláštní kroužek. Čep pak lze vytáhnout směrem vzhůru. Aby se lopatky snáze otáčely, dělají se asi o 1 mm kratší, než je vzdálenost vík. [1]



obr. 4.6, Uložení rozváděcí lopatky [1]

Průměr čepu se počítá dle empirického vzorce, a to podle vstupního průměru oběžného kola D_1 .

$$d = \sqrt[3]{10 * D_1}$$

Pro lopatku rozvaděče vodní elektrárny Katovice vychází průměr čepu d :

$$d = \sqrt[3]{10 * D_1} = \sqrt[3]{10 * 1000} = 21.5 \div 22 \text{ mm}$$

- tento průměr se musí kontrolovat na namáhání a také pevnost lopatky v místě, kde je otvor pro čep
- výška lopatky bude v tomto případě 409 mm

4.3 Rozváděcí kolo pro MVE Katovice

Z návrhů a výše vypočtených rozměrů byly navrženy rozměry rozváděcího kola a počet rozváděcích lopatek.

4.3.1 Počet rozváděcích lopatek rozváděcího kola

Počet rozváděcích lopatek se volí vždy odlišný od počtu oběžných lopatek, aby nevznikaly větší periodické změny průtoku při pohybu oběžných lopatek kolem výstupních hran rozváděcích lopatek. Při volbě počtu rozváděcích lopatek je možné se řídit asi tímto vzorcem:

$$z_1 = \frac{1}{4}\sqrt{D} + 4 \div 6$$

- kde D [mm] je průměr výstupních hran rozváděcích lopatek při plném otevření [1]

U pomaloběžných turbín bývá o něco větší (o 40 až 100 mm) než vstupní průměr oběžného kola. U normálních turbín se klade výstupní hrana, měřeno v radiálním směru, asi do míst, kde začíná meridiální zakřivení vnějšího obrysu. U rychloběžných turbín volíme průměr D přibližně rovný vnějšímu průměru vstupní hrany oběžného kola, přičemž otočné čepy lopatek umístíme na začátek meridiálního zakřivení vnějšího obrysu prostoru turbíny. [1]

Výpočet počtu lopatek rozvaděče:

$$z_1 = \frac{1}{4}\sqrt{D} + 4 \div 6 = \frac{1}{4} * \sqrt{1000} + 6 = 13,9 = \underline{14 \text{ lopatek}}$$

$D = 1000 \text{ mm}$

- průměr výstupních hran rozváděcích lopatek

- tato volba vyplývá z rychloběžnosti Kaplanovy turbíny, kde je

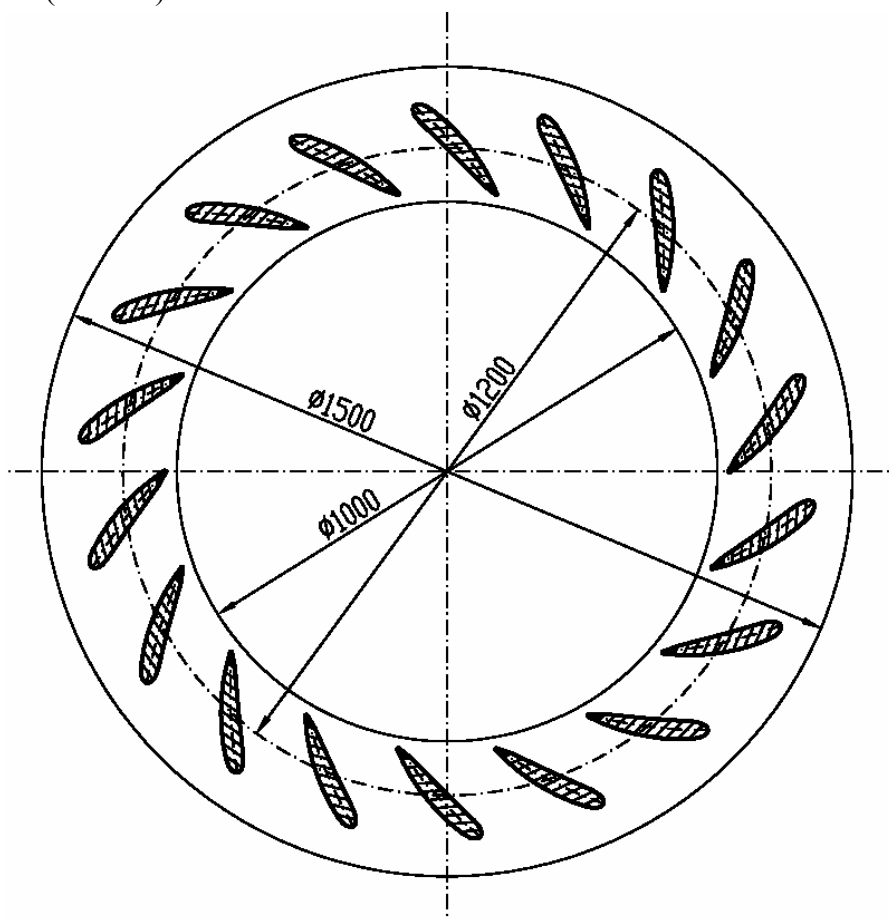
Pro konstrukci tohoto rozvaděče bylo zvoleno většího počtu lopatek, neboť průmět spirály pro MVE Katovice bude lichoběžníkový. Lichoběžníková spirála není tolik hydraulicky příznivá jako např. spirála kruhová. Z tohoto důvodu je lepší volit větší počet rozváděcích lopatek, neboť rozváděcí lopatky vyrovnávají proudění, a to tím více, čím je hustší lopatková mříž. Tato volba také vychází z teorie, že u větších turbín je lépe volit více rozváděcích lopatek a tím zmenšit rozměry samotných lopatek, a tudíž i celého rozvaděče. Délka lopatky je dána požadavkem uzavřením rozvaděče v jeho zavřené poloze.

Počet lopatek pro rozváděcí kolo MVE Katovice je:

$$z_1 = 18 \text{ lopatek}$$

4.3.2 Rozměry rozváděcího kola

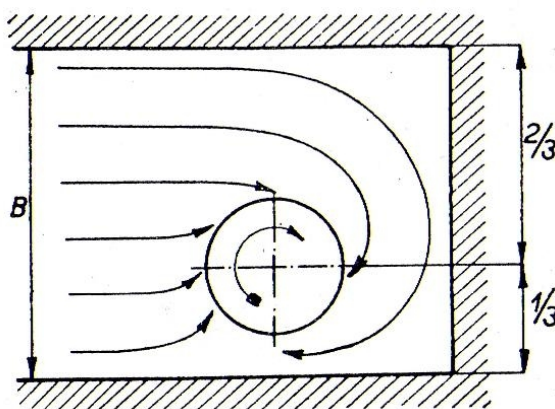
Z počtu lopatek a rychloběžnosti turbíny byly zvoleny rozměry rozváděcího kola pro MVE Katovice (obr. 4.8). Příloha II.



obr. 4.7, Rozváděcí kolo s nastavením lopatek v optimální účinnosti

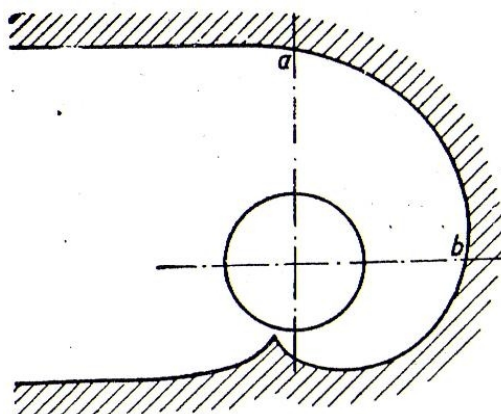
5 Návrh spirály

Při malých spádech (maximálně do 10 m) a při menších rozměrech stroje se umísťují turbíny do betonové kašny. Při tomto uspořádání je přítok vody k turbíně nepříznivý, zvláště v oné polovině kašny, do níž voda přitéká rychlostí protisměrnou otáčení turbíny a rychlost vody proto mění prudce svůj směr. Proto musíme volit pouze malou rychlost vody. Volíme rychlost od 0,8 m/s do 1 m/s. Aby přítok k rozváděcímu kolu byl příznivější, umístíme turbínu v kašně excentricky (obr. 5.1). [1]



obr. 5.1, Umístění turbíny v kašně excentricky, viz [1]

Turbíny větších rozměrů se umísťují do spirální kašny dle obr. 5.2, kde přibližně 2/3 průtoku se přivádějí spirálou s průřezy volenými tak, aby střední rychlosti v nich byly stále stejné. Zde se přítoková rychlost volí o něco větší, než u samotné kašny, a to menší než 3 m/s, aby netrpěl beton. Proto se asi od 20 m spádu zhotovují spirály z plechu nebo spirály lité; takové spirály pak tvoří konstrukční součást turbíny. Spirála obklopuje zcela rozváděcí kolo a má mu přivádět vodu rovnoměrně po obvodu. Aby spirála nebyla ve hřbetě příliš namáhána tlakem vody, který se snaží spirálu rozevřít, vyztužuje se okolo vnitřního otvoru výztužnými lopatkami. [1]



obr. 5.2, Turbína ve spirální kašně, viz [1]

Protože se voda při proudění takovou spirálou pohybuje po zakřivených dráhách, zdá se, že bude obvodová rychlost částic bližších ose spirály větší a rychlost vzdálenějších částic menší, podle zákona konstantní cirkulace.

$$R \cdot V_u = \text{konst.}$$

Při řešení založeném na předpokladu konstantní cirkulace vychází ve spirále větší rychlost na menších poloměrech, takže vychází spirála menších rozměrů. Proto se tohoto způsobu používá při nižších měrných vstupních rychlostech c_e u turbín s nižšími měrnými otáčkami. Při vyšších hodnotách c_e (jež přísluší turbínám s vyššími jednotkovými hltnostmi, a tedy s vyššími měrnými otáčkami) však shledáme, že turbíny, opatřené takovou spirálou, mají nižší jednotkovou hltnost, popř. i o něco nižší účinnost než turbíny se spirálou řešenou pro konstantní rychlost nebo dokonce pro rychlost klesající od vstupu ke konci spirály. Přitom jsou tyto hodnoty (jednotková hltnost, účinnost) závislé i na velikosti měrné vstupní rychlosti do spirály. S klesající jednotkovou hltností vzrůstají však rozměry oběžného kola i celé turbíny a s nimi i náklady. Proto se nedoporučuje volit vstupní měrnou rychlost c_e příliš velkou. Zvláště u rychloběžných turbín (rychloběžných Francisových a Kaplanových) řešíme proto spirálu raději pro konstantní rychlost v jednotlivých průřezech, a to tak, že počítáme s klesající průtočnou rychlostí od vstupu ke konci spirály (k ostruze), a to nejlépe podle čtvrtelipsy až na hodnotu téměř nulovou. [1]

5.1 Odvození výpočtů spirály

Z uvedené teorie bylo vybráno řešení spirály, založené na řešení konstantní rychlosti v jednotlivých průřezech spirály a na klesající průtočné rychlosti od vstupu ke konci spirály. Tato volba plyne z velké měrné rychlosti c_e , která je na lokalitě dána malým spádem, a rychloběžností turbíny.

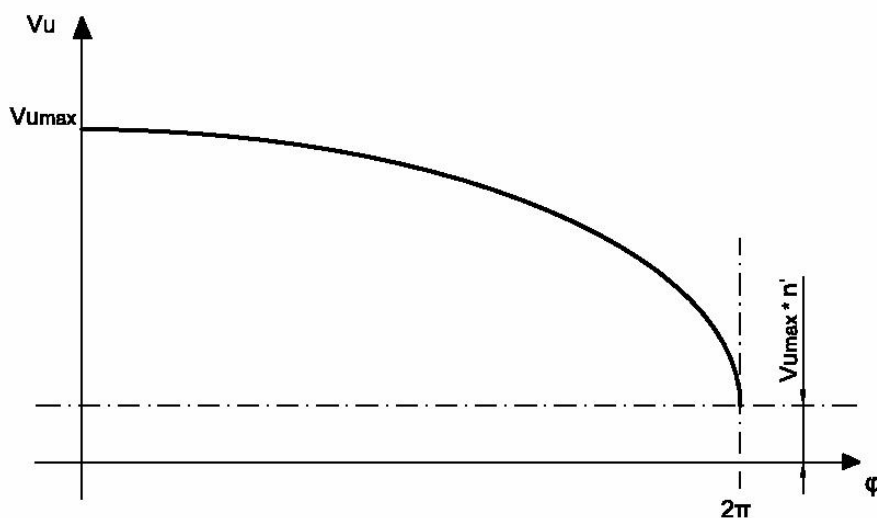
5.1.1 Rozložení rychlosti v_u podle čtvrtelipsy

Jak již bylo napsáno, tento postup vychází z teorie snižující se rychlosti v_u od vstupu do spirály k jejímu konci, a to podle čtvrtelipsy (obr. 5.3).

Rychlost na vstupu do spirály:

$$v_{u_{\max}} = \frac{Q}{S_0}$$

- kde $v_{u_{\max}}$ je hodnota obvodové složky absolutní rychlosti při plném průtoku Q na průřezu spirály S_0 pro úhel $\varphi = 0^\circ$
- n' je konstanta, která se volí $\sim 0,2; 0,1$; až na hodnotu 0



obr. 5.3, Průběh rychlosti podle čtvrtelipsy

Matematické vyjádření rovnice elipsy v kartézských souřadnicích a dosazení do rovnice dle obr. 5.3:

- toto odvození je na základě konzultací s vedoucím diplomové práce

$$\left(\frac{x}{a}\right)^2 + \left(\frac{y}{b}\right)^2 = 1$$

$$\left(\frac{\varphi}{2\pi}\right)^2 + \left(\frac{v_u - n' * v_{u\max}}{v_{u\max} - n' * v_{u\max}}\right)^2 = 1$$

$$\frac{\varphi^2}{4\pi^2} * \frac{(v_u - n' * v_{u\max})^2}{[v_{u\max} * (1 - n')]^2} = 1$$

$$\frac{(v_u - n' * v_{u\max})^2}{[v_{u\max} * (1 - n')]^2} = 1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}$$

$$(v_u - n' * v_{u\max})^2 = v_{u\max}^2 * (1 - n')^2 * \left(1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}\right)$$

$$v_u - n' * v_{u\max} = v_{u\max} * (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}}$$

$$v_u = v_{u\max} * (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} + n' * v_{u\max}$$

$$v_u = v_{u\max} * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]$$

- z odvození je patrné, že obvodová složka absolutní rychlosti je:

$$v_u = f(v_{u\max}, n', \varphi)$$

5.1.2 Odvození ploch spirály

Pro toto odvození se vychází z předpokladu lineárního snižování průtoku ve spirále, a proto platí úměra: (dle konzultace s vedoucím diplomové práce)

$$\frac{Q_\varphi}{2\pi - \varphi} = \frac{Q}{2\pi}$$

Průtok určitým řezem je:

$$Q_\varphi = \frac{Q}{2\pi} * (2\pi - \varphi)$$

- kde Q_φ je průtok na určitém úhlu φ , a Q je plné průtočné množství při vstupu na spirálu

Nyní se dosadí odvozená rychlost v_u a průtok Q_φ do rovnice kontinuity:

$$Q_\varphi = S_\varphi * v_u \quad \rightarrow \quad S_\varphi = \frac{Q_\varphi}{v_u}$$

$$S_\varphi = \frac{\frac{Q}{2\pi} * (2\pi - \varphi)}{v_{u\max} * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]}$$

$$S_\varphi = \frac{\frac{Q}{2\pi} * (2\pi - \varphi)}{\frac{Q}{S_0} * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]}$$

$$S_{\varphi} = \frac{Q * (2\pi - \varphi) * S_0}{Q * 2\pi * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]}$$

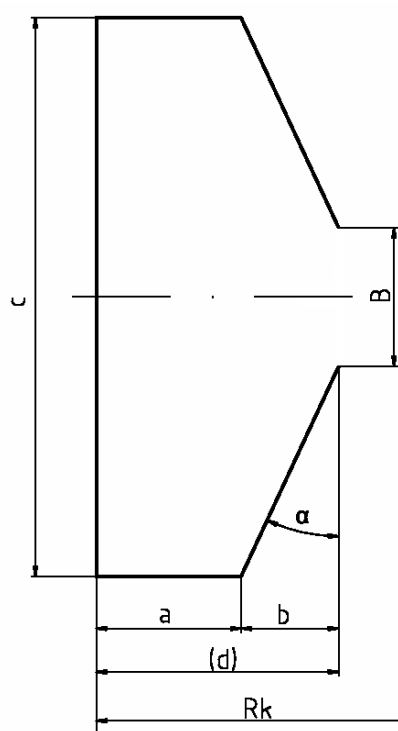
$$S_{\varphi} = \frac{(2\pi - \varphi) * S_0}{2\pi * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]}$$

- podle tohoto vzorce se vypočítají průřezy plochy spirály na zadaném úhlu φ , měřeným od vstupu do spirály

5.1.3 Odvození rozměrů příčného profilu spirály

Profily ocelových spirál bývají nejčastěji kruhové, jelikož je to hydraulicky příznivé. Dále mohou být profily lichoběžníkové, které se většinou používají u spirál betonových, ale také se mohou použít u spirál ocelových, plechových atd. Tyto profily mají různé modifikace.

Z vypočtené plochy pro dané úhly φ se odvodí rozměry příčného profilu spirály. Toto odvození bude pro profil lichoběžníkového tvaru symetrického (obr. 5.4).



- c - výška spirály ($c = [2 * m * b] + B$)
- $m = \text{tg}(90^\circ - \alpha)$
- B - šířka rozvaděče
- R_k - vzdálenost konce hrany spirály od její osy
- a - hrana spirály ($a = j * b$, součinitel „j“ se získá např. pomocí funkce Microsoft Excel „Hledání řešení“, kdy pro zvolený výsledek se upraví jeho hodnota)
- b - vzdálenost b se bude lineárně zmenšovat v závislosti na měnící se ploše příčného profilu S_{φ}

obr. 5.4, Lichoběžníkový příčný profil

- plocha profilu spirály je dána vztahem:

$$S_{\varphi} = B * b + b * (m * b) + c * a$$

$$S_{\varphi} = B * b + b^2 * m + (2 * m * b + B) * j * b$$

$$S_{\varphi} = b^2 * (m + 2 * m * j) + b * (B * j + B)$$

$$\underline{b^2 * (m + 2 * m * j) + b * (B * j + B) - S_{\varphi} = 0}$$

- z této kvadratické rovnice se vyjádří kořeny $b_{1,2}$:

$$b_{1,2} = \frac{-(B * j + B) \pm \sqrt{(B * j + B)^2 - 4 * S_{\varphi} * (m + 2 * m * j)}}{2 * (m + 2 * m * j)}$$

- pouze kladný kořen má pro výpočet smysl, tedy vyjádření neznámé b je pro náš případ:

$$b = \frac{-(B * j + B) + \sqrt{(B * j + B)^2 - 4 * S_{\varphi} * (m + 2 * m * j)}}{2 * (m + 2 * m * j)}$$

- poté se z vypočtené hodnoty b určí vzdálenost obrysu spirály R_k , který je dán vztahem:

$$R_k = R_r + b * (1 + j)$$

- kde R_r je poloměr rozvaděče

5.2 Výpočet spirály pro MVE Katovice

Volba příčného profilu spirály:

Volba profilu pro elektrárnu Katovice vyplývá z vhodnosti co nejlepšího využití prostoru kolem turbíny (rozvaděče). Jako jeden z nejvhodnějších tvarů do takovéto kašny pro danou elektrárnu byl zvolen příčný profil lichoběžníkový (obr. 5.4).

5.2.1 Vstupní rychlost v_e a plocha S_0 hrdla spirály

Rychlost v_e je směrodatná pro velikost světlosti hrdla, volíme ji tak, aby její měrná hodnota byla v rozmezí:

$$c_e = (0,12 \text{ až } 0,25)$$

Přitom skutečná rychlost nemá přestoupit 10 m/s, aby nebylo nebezpečí eroze pískem neseným vodou. Na obr. 2.8 jsou hodnoty měrných vstupních rychlostí c_e některých vyrobených strojů a je vyznačena přibližná závislost této hodnoty na spádu; vyšší měrné vstupní rychlosti c_e při nižších spádech jsou voleny hlavně z důvodů hospodářských, aby rozměry spirály nevyšly příliš velké. [1]

Z hodnot měrné vstupní rychlosti c_e na spádu dle obr. 2.8 vyjdeme při výpočtu vstupní rychlosti v_e , a to vztahem:

$$v_e = c_e * \sqrt{2 * g * H}$$

Pro MVE Katovice volím z obr. 2.4.1 měrnou vstupní rychlost $c_e = 0,27$ pro spád $H = 2,4$ m. Z uvedených hodnot se vypočítá vstupní rychlost:

$$v_e = c_e * \sqrt{2 * g * H} = 0,27 * \sqrt{2 * 9,81 * 2,4} = \underline{1,853 \text{ m/s}}$$

Tato vstupní rychlost v_e je rovna obvodové složce rychlosti $v_{u\max}$, která odpovídá průřezu S_0 , kde je plné průtočné množství turbíny Q . Meridiální složka rychlosti je $v_m = 0$, neboť se zde ještě neodvádí žádný průtok na oběžné kolo. Takže platí:

$$v_e = v_{u\max}$$

Z této vstupní rychlosti se vypočítá plocha S_0 .

Z rovnice kontinuity vypočteme plochu S_0 . Vycházíme z průtoku $Q = 2 \text{ m}^3/\text{s}$, který náleží optimu účinnosti pro danou turbínu.

$$S_0 = \frac{Q}{v_e} = \frac{2}{1,853} = \underline{1,079331 \text{ m}^2}$$

5.2.3 Výpočet ploch spirály na úhlu φ

Z odvozeného vzorce (viz kapitola 5.2.2) se vypočítají plochy spirály na daném úhlu φ (Tabulka č. 5.1).

$$S_{\varphi} = \frac{(2\pi - \varphi) * S_0}{2\pi * \left[n' + (1 - n') * \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{4\pi^2}} \right]}$$

- pro danou lokalitu bylo zvoleno $n' = 0,2$ a za vstupní plochu dosazují $S_0 = 1,079331 \text{ m}^2$

Tabulka č. 5.1, Plochy spirály pro daný úhel φ

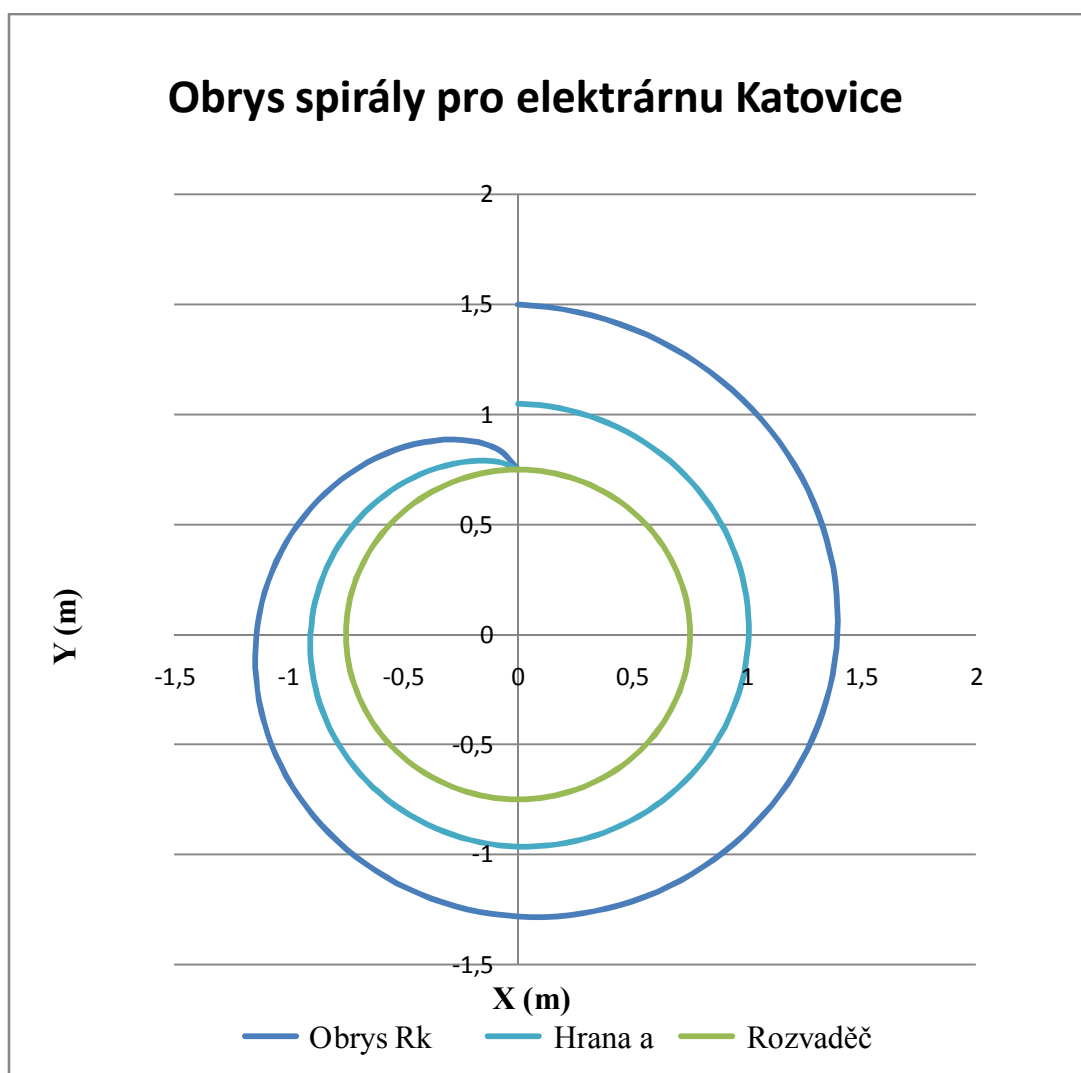
φ (°)	S_{φ} (m ²)	φ (°)	S_{φ} (m ²)	φ (°)	S_{φ} (m ²)
0	1,07933081	125	0,74146881	245	0,43857162
5	1,06442224	130	0,7289209	250	0,4251931
10	1,04967344	135	0,71640563	255	0,41166968
15	1,03507781	140	0,70391839	260	0,3979857
20	1,020629	145	0,69145452	265	0,3841238
25	1,00632084	150	0,67900928	270	0,3700646
30	0,99214735	155	0,66657784	275	0,35578632
35	0,97810273	160	0,65415525	280	0,34126429
40	0,96418135	165	0,64173648	285	0,32647037
45	0,95037771	170	0,62931631	290	0,31137216
50	0,93668647	175	0,61688939	295	0,29593199
55	0,92310241	180	0,60445018	300	0,28010559
60	0,90962042	185	0,59199294	305	0,26384025
65	0,8962355	190	0,57951168	310	0,24707235
70	0,88294274	195	0,56700015	315	0,22972371
75	0,86973733	200	0,55445182	320	0,2116964
80	0,85661452	205	0,54185979	325	0,19286468
85	0,84356964	210	0,52921679	330	0,17306217
90	0,83059807	215	0,51651514	335	0,15206005
95	0,81769522	220	0,50374664	340	0,129527
100	0,80485657	225	0,49090255	345	0,10494709
105	0,79207761	230	0,47797352	350	0,07742178
110	0,77935383	235	0,46494944	355	0,04503477
115	0,76668077	240	0,45181943	360	0
120	0,75405393				

5.2.4 Poloměr spirály R_k pro MVE Katovice

Při výpočtu vzdáleností bodů spirály R_k se vyjde z vypočtených hodnot šířky b a z té se vypočítá poloměr R_k pro danou plochu. V našem případě jsme byli omezeni rozměry kašny a výškou hladiny vody v kašně (obr. 2.4, obr. 2.5). Při navrhování spirály pro turbínu na

danou lokalitu je velmi důležité, aby vstupní hrdlo spirály bylo zcela zatopené. Jen v tomto případě může spirála správně plnit svoji funkci.

Tedy pro vypočítanou plochu S_0 byla dopočtena konstanta j , která je funkcí šířky b a výšky c spirály (obr. 5.4). Voleným prvkem v profilu spirály je úhel α . Tento úhel má být pro spirály betonové v rozmezí: $\alpha \cong 20 \div 35^\circ$ viz [4]. Pro profil spirály elektrárny Katovice je zvolen úhel α konstantní.



Graf č. 5.1, Obrys spirály R_k

Hodnoty pro výpočet obrysu R_k :

- | | |
|--|--|
| $B = 0,41 \text{ m}$ | - šířka rozvaděče |
| $c = 1,7 \text{ m}$ | - maximální výška spirály pro elektrárnu Katovice |
| $j = 1,5$ | - konstanta, pro zvolenou výšku c a rozměr kašny |
| $\alpha = 25^\circ$ | - úhel pro lichoběžníkový profil |

- v grafu č. 5.1, jsou vypočítané hodnoty bodů R_k a hrany a (obr. 5.4) od osy spirály v závislosti na zmenšující se ploše

5.3 Konstrukce spirály na MVE Katovice

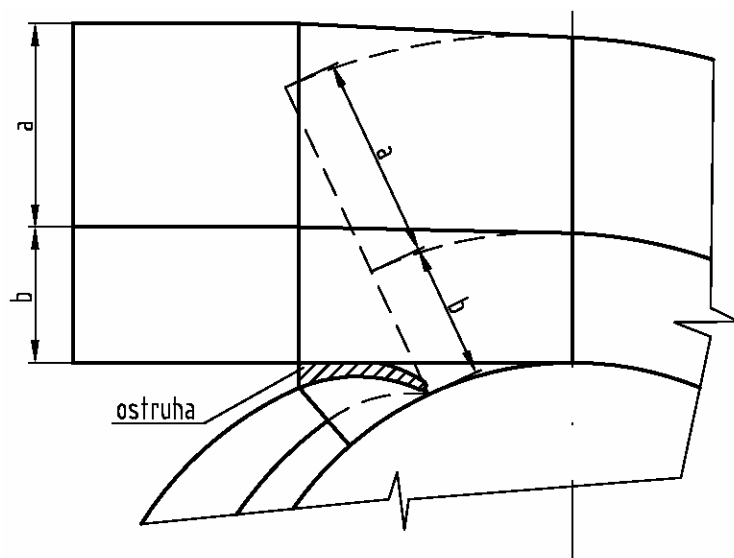
Vlastní spirála se zkonstruuje tak, že se vypočtené body R_k vynesou pro dané úhly φ . Potom se body těchto průřezů, odpovídající největším vzdálenostem od osy spirály, spojí plynulou čarou, která se složí z částí kružnic určitého poloměru. Takto vzniknou jednotlivé segmenty spirály, které budou zhotoveny svařením z plechových dílců. Dále se musí vytvořit hrdlo spirály a také zkonstruovat ostruha.

Tloušťka plechových dílců byla volena na základě spádu na lokalitě, velikosti spirály a s přihlédnutím na možnosti výroby výrobce spirály.

$$t = 5 \text{ mm}$$

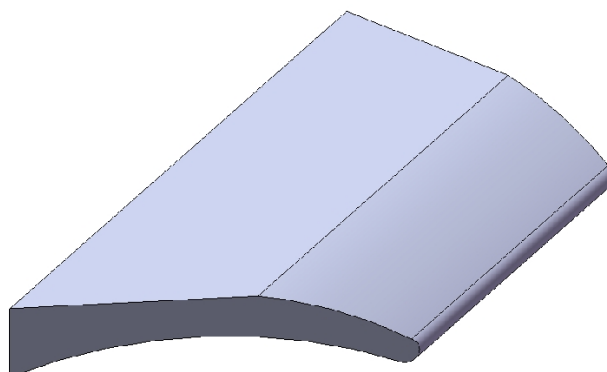
5.3.1 Hrdlo a ostruha spirály

Jelikož do vstupní plochy zasahuje konec spirály, musí se první průřez otevřít tak, aby se mohlo vytvořit správné vstupní hrdlo spirály (obr. 5.5) pro požadovanou vstupní rychlost v_e .



obr. 5.5, Otevření hrdla spirály

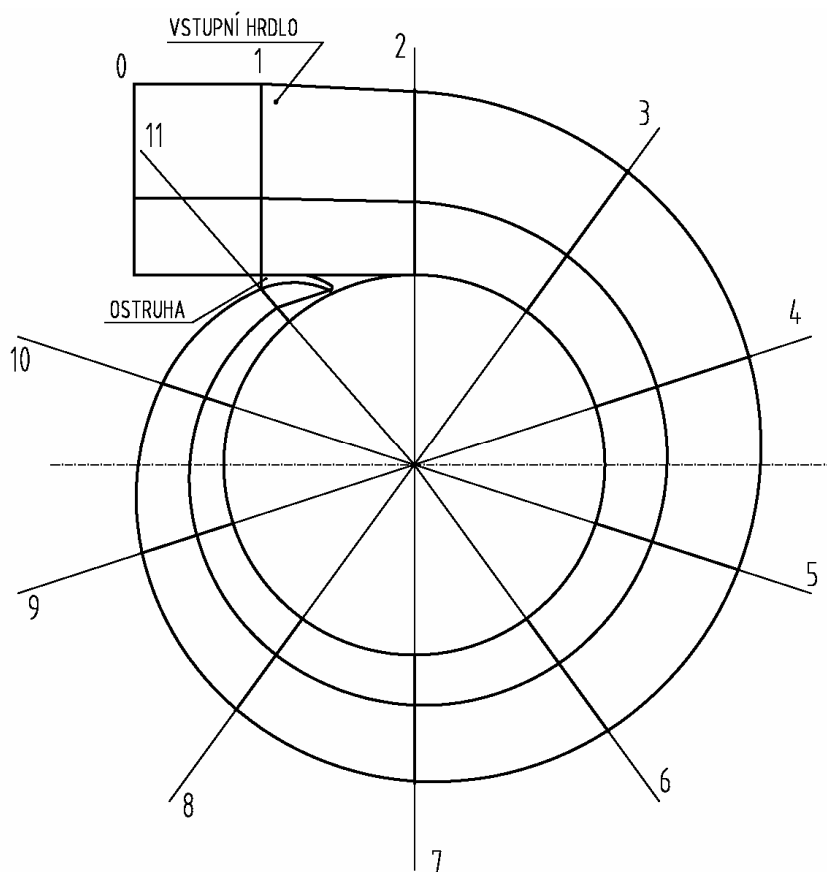
V koncové části spirály se musí zkonstruovat ostruha spirály (obr. 5.6) tzv. jazyk, která se při vlastní montáži vloží mezi hrdlo a pomyslný poslední segment spirály. Tato ostruha navádí vodu na rozváděcí kolo v poslední části a zároveň je společná pro vstupní hrdlo spirály. Viz. Příloha č. III.



obr. 5.6, Ostruha spirály

5.3.2 Rozměry spirály Katovice

Pro konečné určení rozměrů je dán následující obr. 5.7, který určuje příčné profily spirály na příslušném otevření úhlu φ , a tabulka č. 5.2 s příslušnými rozměry.



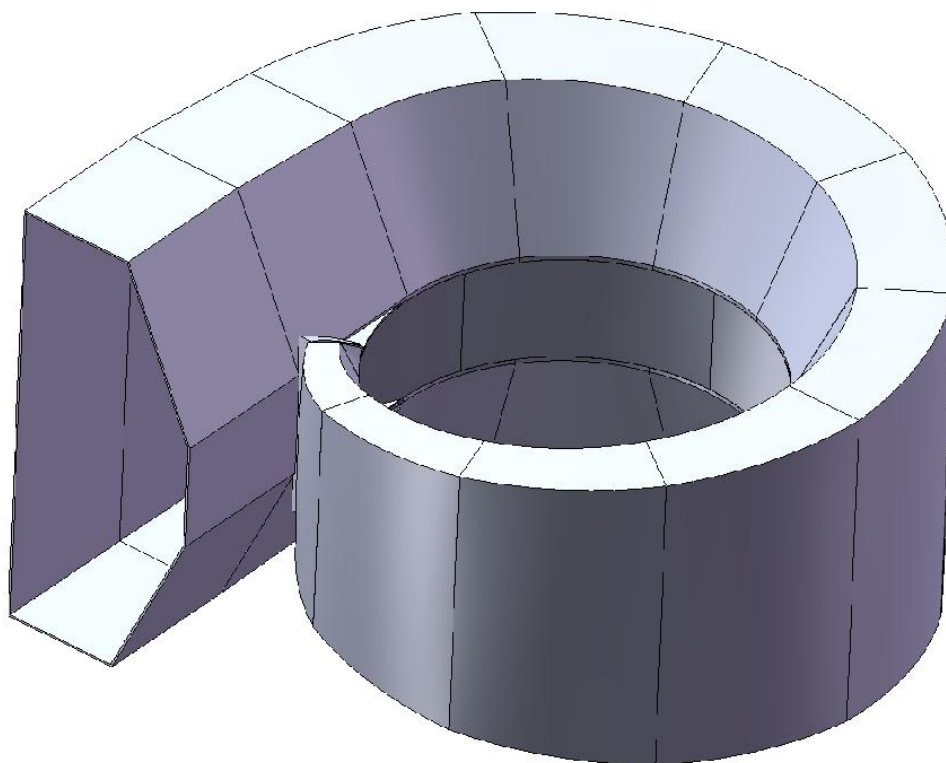
obr. č. 5.7, Spirála shora s jednotlivými řezy

Tabulka č. 5.2, Rozměry spirály

č. řezu	φ (°)	a (mm)	b (mm)	c (mm)	R_k (mm)
0	0	450	300	1697	1500
1	0	450	300	1697	1500
2	25	433	287	1637	1470
3	61	406	271	1572	1427
4	97	381	253	1495	1384
5	133	355	234	1416	1339
6	169	327	217	1345	1294
7	205	300	198	1255	1247
8	241	265	176	1165	1191
9	277	226	150	1053	1126
10	313	179	114	899	1043
11	345	97	73	723	920

5.3.3 Spirála Kaplanovy turbíny pro MVE Katovice

Posledním krokem bude zkonstruovat samotnou spirálu (obr. 5.8), která bude použita pro kašnovou turbínu MVE Katovice. Výkresová dokumentace návrhu spirály kašnové turbíny Katovice je v Příloze č. IV.



obr. 5.7, Plechová spirála turbíny elektrárny Katovice

6 Závěr

V této diplomové práci jsem měl za úkol analyzovat nesrovnalosti u MVE Katovice a společně s novým rozvaděčem navrhnout spirálu, která by v prostorách stávající kašny optimálně přiváděla vodu k turbíně, a tím zvýšit výkon elektrárny.

Po základních teoretických výpočtech bylo zjištěno, že prostory kašny naprosto nevyhovují hltnosti turbíny. Původní rychloběžná turbína typu Francis, dosahovala podstatně nižšího průtoku, než dosahuje Kaplanova turbína. Proto jsou rozměry kašny podstatně menší, než by bylo třeba pro Kaplanovu turbínu s průměrem oběžného kola $D_1 = 1300$ mm. Při porovnání teoretické rychlosti vody na vstupu do spirály je pro průtok příslušející optimální účinnosti současné turbíny asi dvakrát větší, než je statisticky vhodná rychlost pro daný spád. Průtok na lokalitě tedy nelze využít turbínou pod daným spádem v prostorách stávající kašny. Proto je zde tolik snížen výkon oproti očekávání. Dále je turbína v kašně umístěna symetricky, což není vhodné ke správnému natékání vody na oběžné kolo. Dalším problémem je stávající rozvaděč, který zde byl ponechán z původní Francisovy turbíny a neplní řádně svoji funkci. Závěr tohoto zjištění je takový, že pro současnou turbínu prostory kašny neumožňují sestavit vhodnou spirálu, a tedy nelze zvýšit patřičně účinnost a výkon turbíny.

Po vzájemné konzultaci s majitelem elektrárny bylo rozhodnuto, že se zmenší průměr oběžného kola na $D_1 = 1000$ mm. Tímto krokem dojde ke snížení hltnosti turbíny a uvolní se také prostor v kašně. Poté bude již možné zkonstruovat vhodnou spirálu, která se svými rozměry vejde do prostorů kašny. Tato turbína již bude moci pracovat v blízkosti svého optima, a tudíž se zvýší nejen účinnost stroje, ale zároveň by se měl zvýšit i výkon elektrárny.

Pro zmenšený průměr oběžného kola $D_1 = 1000$ mm byl v této práci vypočítán průtok a otáčky stroje v optimu účinnosti a zjištěna hydraulická účinnost. Na tyto parametry byl navržen tvar rozváděcích lopatek a určeny základní rozměry rozváděcího kola. Poté byla vypočítána hydraulicky vhodná spirála s lichoběžníkovým příčným profilem, která se vejde do současné kašny a může být použita pro MVE Katovice.

Seznam použité literatury

- [1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.
- [2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.
- [3] Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.
- [4] Holata, M.: Malé vodní elektrárny: projektování a provoz. Academia Praha, 2002.
ISBN 80-200-0828/-4

Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Význam
a	[m]	- hrana spirály
B	[m]	- šířka rozvaděče
b	[m]	- hrana lichoběžníkového profilu spirály
b_1	[m]	- šířka přivaděče
b_2	[m]	- vzdálenost stěny na vstupu od osy OK
b_3	[m]	- vzdálenost stěny za osou OK
b_4	[m]	- vzdálenost stěny v pravé části od osy OK
c	[m]	- výška spirály
c_e	[-]	- měrná vstupní rychlost
D	[m]	- průměr výstupních hran rozváděcích lopatek
D_1	[m]	- průměr oběžného kola
D_1'	[m]	- průměr nového oběžného kola
D_r	[m]	- průměr rozváděcího kola
e	[m]	- excentricita
g	[m/s ²]	- tíhové zrychlení
H	[m]	- spád
h_1	[m]	- výška přivaděče
h_2	[m]	- výška spirální kašny na vstupu
h_3	[m]	- výška spirální kašny v zadní části za OK
h_4	[m]	- výška spirální kašny v pravé části
H_b	[m]	- Barometrický tlak snížený o napětí par
h_j	[m]	- kavitační jistota
H_s	[m]	- statická sací výška
j	[-]	- konstanta
k	[-]	- součinitel střednice rozváděcí lopatky
n	[/s]	- otáčky turbíny
n'	[-]	- konstanta
n_{11}	[/min]	- jednotkové otáčky
n_s	[/min]	- specifické otáčky

$p_{\min}$	[Pa]	- minimální tlak na sací straně lopatky OK
p_v	[Pa]	- tlak nasycených par v kapalině při dané teplotě
Q	[m ³ /s]	- průtok
Q_{11}	[m ³ /s]	- jednotkový průtok
$Q_{\max}$	[m ³ /s]	- maximální průtok
Q_{φ}	[m ³ /s]	- průtok spirálou na daném úhlu
r_0	[m]	- poloměr konce střednice rozváděcí lopatky
R_k	[m]	- vzdálenost hrany spirály od její osy
R_r	[m]	- poloměr rozváděcího kola
S	[m ²]	- plocha
S_0	[m ²]	- plocha profilu vstupu do spirály
S_{kv}	[m ²]	- vstupní plocha spirály kašny Katovice
S_v	[m ²]	- vstupní plocha spirály
S_{φ}	[m ²]	- plocha spirály na daném úhlu
u	[m/s]	- obvodová (unášivá) rychlost
v_e	[m/s]	- vstupní rychlost
v_{ke}	[m/s]	- vstupní rychlost
v_m	[m/s]	- meridiální složka absolutní rychlosti
v_u	[m/s]	- unášivá složka absolutní rychlosti
Z_l	[-]	- počet rozváděcích lopatek
Z_r	[m]	- nadmořská výška místa
α	[°]	- úhel
η_h	[-]	- hydraulická účinnost turbíny
π	[-]	- Ludolfovo číslo
σ	[-]	- Thomův kavitační součinitel
φ	[°]	- úhel

Seznam příloh

Příloha I	Rozváděcí lopatka
Příloha II	Rozváděcí kolo
Příloha III	Ostruha spirály
Příloha IV	Spirála
Příloha V	CD