

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ  
PRÁCE**

**2017**

**ANTONÍN  
ŠÍPEK**

### **Bibliografická citace**

Bc. ŠÍPEK, Antonín. *Hydraulický návrh malé Francisovy turbíny*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce prof. Ing. Jan Melichar, CSc.

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu. Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorských zákonů).

V Praze dne:

Podpis:

# Anotace

|                              |  |
|------------------------------|--|
| <b>Jméno autora:</b>         | Bc. Antonín ŠÍPEK  |
| <b>Název BP/DP:</b>          | Hydraulický návrh malé Francisovy turbíny  |
| <b>Anglický název:</b>       | Hydraulic design of small Francis turbine  |
| <b>Akademický rok:</b>       | 2016/2017  |
| <b>Ústav/Odbor:</b>          | Ústav energetiky/---   |
| <b>Vedoucí DP:</b>           | prof. Ing. Jan Melichar CSc.   |
| <b>Konzultant:</b>           | ---  |
| <b>Bibliografické údaje:</b> | Počet stran: 62<br>Počet obrázků: 33<br>Počet tabulek: 4<br>Počet příloh: 4  |
| <b>Klíčová slova:</b>        | Francisova turbína, hydraulický návrh, jednorozměrné proudění, oběžné kolo   |
| <b>Keyword:</b>              | Francis turbine, hydraulic design, one-dimensional flow, runner  |
| <b>Abstrakt:</b>             | Diplomová práce se v první části zabývá teorií vodních turbín. Dále pojednává detailněji o Francisově turbíně. Nakonec se zabývá samotným hydraulickým návrhem pomocí jednorozměrné metody.                                |
| <b>Abstract:</b>             | This diploma thesis deals with the theory of water turbines in the first part. It also discusses in further detail the Francis turbine. Finally, it deals with the hydraulic design itself using a one-dimensional method. |

## **Poděkování**

Tímto děkuji panu prof. Ing. Janu Melicharovi, CSc. za odborné vedení, trpělivost, ochotu a vstřícnost během konzultací při zpracování diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat také členům rodiny a mé přítelkyni za trpělivost a láskyplnou podporu při studiu.

# Obsah

|  |    |
|--|----|
| Seznam symbolů, indexů a značek.....                     | 9  |
| 1 Úvod .....   | 11 |
| 2 Teorie vodních turbín .....                            | 12 |
| 2.1 Vodní energie a její využití .....                   | 12 |
| 2.2 Vodní elektrárna .....                               | 13 |
| 2.2.1 Rozdělení vodních elektráren .....                 | 14 |
| 2.3 Základní energetická bilance.....                    | 15 |
| 2.4 Vodní turbína.....                                   | 17 |
| 2.4.1 Vývoj vodních turbín.....                          | 18 |
| 2.4.2 Moderní typy vodních turbín.....                   | 20 |
| 2.4.3 Parametry turbíny .....                            | 24 |
| 2.4.4 Teorie podobnosti, měrné otáčky .....              | 27 |
| 2.4.5 Rozdělení vodních turbín.....                      | 29 |
| 2.4.6 Vhodný typ vodní turbíny.....                      | 32 |
| 3 Francisova turbína .....                               | 34 |
| 3.1 Hlavních části Francisovy turbíny.....               | 35 |
| 3.1.1 Oběžné kolo .....                                  | 35 |
| 3.1.2 Rozváděcí kolo .....                               | 36 |
| 3.1.3 Spirála.....                                       | 37 |
| 3.2 Princip činnosti.....                                | 38 |
| 4 Hydraulický návrh Francisovy turbíny.....              | 40 |
| 4.1 Oběžné kolo – hydraulický návrh .....                | 40 |
| 4.1.1 Určení hlavních rozměrů meridiánového obrysu ..... | 41 |
| 4.1.2 Určení tvaru obrysů věnce a náboje .....           | 43 |

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 4.1.3 | Určení tvaru průmětu vtokové a výtokové hrany ..... | 45 |
| 4.1.4 | Určení počtu, polohy a tvaru oběžných lopatek ..... | 46 |
| 4.2   | Rozváděcí kolo – hydraulický návrh.....             | 52 |
| 4.3   | Spirála – hydraulický návrh .....                   | 55 |
| 4.4   | Celkový výkres průtočné části .....                 | 59 |
| 5     | Závěr.....  | 60 |
|       | Seznam použité literatury .....                     | 61 |
|       | Seznam příloh.....                                  | 62 |

# Seznam symbolů, indexů a značek

| Symbol    | Význam   | Jednotka             |
|-----------|--|----------------------|
| B         | vstupní výška průtočného kanálu                    | $m$                  |
| c         | absolutní rychlost kapaliny                        | $m \cdot s^{-1}$     |
| D         | průměr   | $m$                  |
| d         | průměr   | $m$                  |
| E         | měrná energie                                      | $J \cdot kg^{-1}$    |
| f         | frekvence střídavého proudu                        | $Hz$                 |
| F         | síla   | $N$                  |
| g         | gravitační zrychlení                               | $m \cdot s^{-2}$     |
| H         | spád   | $m$                  |
| h         | výška daného místa                                 | $m$                  |
| l         | délka lopatky na věnci oběžného kola               | $m$                  |
| M         | moment   | $N \cdot m^{-1}$     |
| m         | hmotnost   | $kg$                 |
| n         | otáčky turbíny                                     | $s^{-1}$             |
| P         | výkon (příkon)                                     | $W$                  |
| p         | absolutní statický tlak v kapalině, počet pól párů | $Pa, 1$              |
| Q         | objemový průtok                                    | $m^3 \cdot s^{-1}$   |
| q         | objemový průtok mimo oběžné kolo                   | $m^3 \cdot s^{-1}$   |
| R         | poloměr  | $m$                  |
| t         | čas  | $s$                  |
| u         | obvodová (unášivá) rychlost                        | $m \cdot s^{-1}$     |
| w         | relativní rychlost                                 | $m \cdot s^{-1}$     |
| z         | počet lopatek                                      | 1                    |
| $\alpha$  | úhel absolutní rychlosti                           | $^\circ$             |
| $\beta$   | úhel relativní rychlosti                           | $^\circ$             |
| $\eta$    | účinnost   | 1                    |
| $\lambda$ | měřítka délek, součinitel průtoku                  | 1                    |
| $\mu$     | měřítka hmotnosti                                  | 1                    |
| $\pi$     | Ludolfovo číslo                                    | 1                    |
| $\rho$    | měrná hmotnost (hustota), poloměr průřezu          | $kg \cdot m^{-3}, m$ |
| $\tau$    | měřítka času, úhel                                 | 1, $^\circ$          |
| $\varphi$ | úhel   | $^\circ$             |
| $\omega$  | úhlová rychlost                                    | $rad \cdot s^{-1}$   |

| Index    | Význam                                   |
|----------|--|
| $\perp$  | kolmý, skutečný                          |
| 1        | vstupní, vtoková hrana                   |
| 1 ÷ 24   | příslušící danému průřezu spirály        |
| 2        | výstupní, výtoková hrana                 |
| 3        | určující průměr na vstupu do sací trouby |
| A        | příslušná vyznačenému bodu A             |
| a        | příslušící věnci                         |
| A-1, 2-B | v úseku vyznačených bodů                 |



|            |   |
|------------|---|
| B          | příslušná vyznačenému bodu B            |
| b          | hrubý, rychloběžnost, příslušící náboji |
| d          | disipační                               |
| D          | díla                                    |
| e          | značící vstup do spirály, vnější        |
| g          | geodetická                              |
| h          | hydraulická                             |
| i          | značící danou normálu                   |
| i          | vnitřní                                 |
| $I \div V$ | příslušící dané proudnici               |
| k          | krouticí                                |
| L          | příslušící lopatce                      |
| m          | mechanická, meridiánová                 |
| M          | modelu                                  |
| max        | maximální                               |
| min        | minimální                               |
| n          | jmenovitý, značící danou normálu        |
| o          | objemový                                |
| O          | oběžného kola                           |
| p          | průběžné                                |
| q          | měrné                                   |
| R          | rozvaděče                               |
| s          | sací, měrné (starší značení)            |
| sch        | synchronní                              |
| t          | teoretický                              |
| u          | unášivá                                 |
| X          | obecné označení příslušící proudnicím   |
| z          | ztrátová                                |

| Značka | Význam                        |
|--------|-------------------------------|
| HP     | koňská síla                   |
| MVE    | malá vodní elektrárna         |
| OK     | oběžné kolo                   |
| PVE    | přečerpávací vodní elektrárna |
| RK     | rozdávající kolo              |
| VE     | vodní elektrárna              |
| VVE    | velká vodní elektrárna        |

# 1 Úvod

Tato závěrečná práce se týká hydraulického návrhu malé Francisovy turbíny. Tento typ vodní turbíny je vůbec nejrozšířenějším typem používaným ve vodních elektrárnách po celém světě. Jedná se o nejstarší z typů vodních turbín, které se dnes ve velkém používají, a proto se označují jako moderní typy. Tudíž je její návrh, konstrukce, výroba a v neposlední řadě i provoz ověřen lety provozu.

Tato turbína má také díky svým parametrům největší pole působnosti, a to zejména v neúplně využitě oblasti uplatnění malé vodní energetiky. V této oblasti menších výkonů (často i spádů) bývaly dříve téměř exkluzivně nasazovány právě Francisovy turbíny, jelikož častokrát vhodnější typ – Kaplanova turbína byla v době největšího rozmachu výstavby většiny z nich ještě ve vývoji anebo nebyla ještě v technické praxi tolik zavedenou.

Francisovu turbínu má ve svém portfoliu řada výrobců. Z tuzemských např. ČKD Blansko SMALL HYDRO, s.r.o. nebo M a v e l, a.s. Což podle mě pouze potvrzuje to, že se nejedná pouze o nějaký muzejní typ, který už by se dnes nevyráběl.

V první části práce se budu zabývat teorií vodních turbín. Krátce se zmíním o vodních elektrárnách. Dále se budu již zabývat vodními turbínami, a to zejména jejich vývojem, energetickými poměry v turbíně, rozdělením vodních turbín a volbě vhodného typu vodní turbíny pro danou lokalitu.

Ve druhé části se už budu blíže věnovat samotné Francisově turbíně. Zaměřím se na všeobecný popis jejích hlavních částí (oběžné kolo, rozváděcí kolo a spirála) a také část věnuji principu činnosti, tedy kinematickým poměrům v turbíně (Eulerově rovnici).

V poslední části se už konečně budu věnovat samotnému hydraulickému návrhu. Nejprve oběžného kola, poté rozváděcího kola a nakonec spirály. Tento návrh budu provádět za využití převážně jednorozměrné teorie proudění.

## 2 Teorie vodních turbín

V této části se zaměřím na teorii vodních turbín obecně. Účelem této práce není pojednání o vodních turbínách nýbrž právě hydraulický návrh Francisovy turbíny na konkrétní. Nicméně je nutné (spíše pro přehled) uvést alespoň základní teorii, ze které samotný hydraulický návrh vychází.

### 2.1 Vodní energie a její využití [3]

Vodní energie je jedním z obnovitelných (nevyčerpatelných) zdrojů. Jedná se o energii dostupnou, poměrně jednoduše využitelnou a ekologicky téměř nezávadnou. Voda je nositelem mechanické, tepelné a chemické energie. V oblasti využití energie vody za účelem výroby elektrické energie se téměř výlučně využívá její mechanická energie. V této práci (stejně jako v současné technické praxi) se budu zabývat pouze mechanickou energií vodních toků.

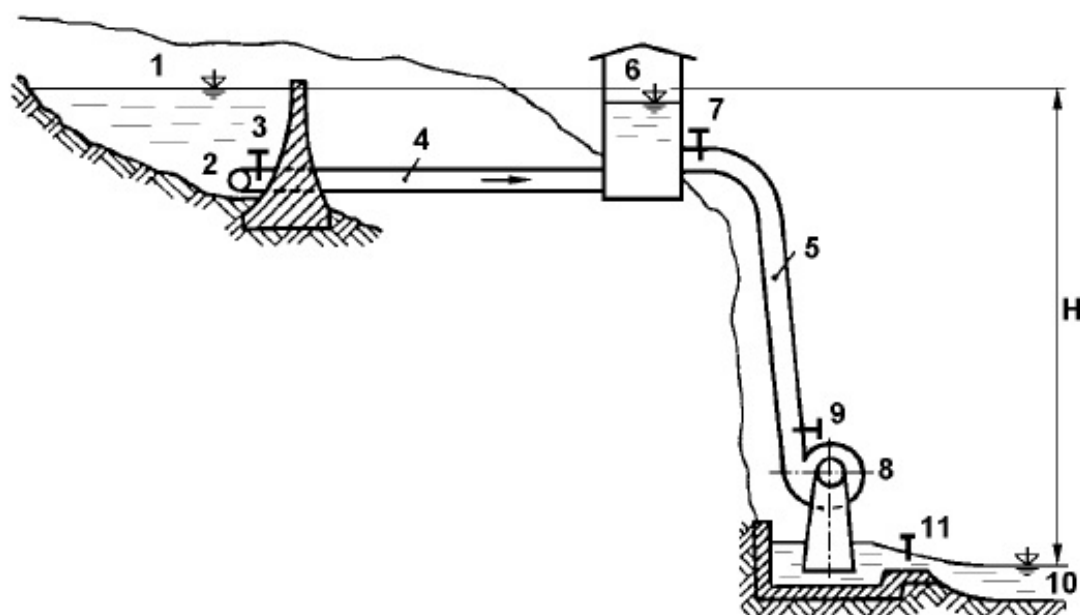
Základním ukazatelem mechanické energie ve vodním toku je jeho hydroenergetický potenciál vyjadřující výkon, který má v tomto místě voda. Dělí se na primární, který představují vodní toky, a sekundární, který se vytváří v přečerpávacích vodních elektrárnách.

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (1)$$

V České republice jsou z hlediska energetického využití významné zejména řeka Vltava (Vltavská kaskáda), Jihlava (PVE Dalešice a řeka Divoká Desná (PVE Dlouhé Stráně)). Celkově se ve vodních elektrárnách vyrobí cca 2,5 %. Pokud započítáme i podíl PVE (přečerpávacích vodních elektráren), tak se dostaneme na cca 3,8 %. [6] Což není nijak obrovské číslo a vodní energetika nemá (přinejmenším v našich podmínkách) ambice stát se hlavním pilířem energetiky této země. Nicméně elektřina vyrobená ve vodních elektrárnách je oproti jiným (zejména fosilním palivům) významně ekologičtější (VE neprodukuje žádné škodlivé emise, jediným vlivem jsou zatopená území u VVE) a levnější (vodu jakožto zdroj energie si nemusíme kupovat nebo ji jinak pracně dobývat).

## 2.2 Vodní elektrárna [3]

Vodní elektrárna je část vodního díla, kde se uskutečňuje samotná přeměna mechanické energie vody na výstupní energii elektrickou. Sestává z částí uvedených na schématu na další stránce. Hlavní částí je zdroj vody (většinou přehradní nádrž nebo jez), ve které se akumuluje potřebný objem vody pro chod vodní elektrárny. Další neméně důležitou částí je samotná strojovna, ve které je umístěna jedna nebo více vodních turbín, ke kterým je voda přivedena přiváděcím potrubím. Spojení vodní turbíny s generátorem elektrické energie tvoří soustrojí. V něm probíhá ona přeměna hydraulického příkonu na elektrický výkon.



Obrázek 1 - Schéma vodní elektrárny [3]

Hlavním určujícím faktorem, jestli v dané lokalitě postavit vodní elektrárnu je to, jestli je v dané lokalitě k dispozici spád  $H$  při dostatečném průtoku  $Q$ . Podél délky vodního toku se spád i průtok totiž mění. S rostoucí délkou vodního toku spád klesá, zatímco průtok roste.

Poměrně přesnou představu o tom, jak velký průtok během roku v daném místě je nám udává tzv. křivka překročení průměrných denních průtoků, která nám říká že např. 90 dní v roce je průtok vodního toku v daném místě větší než  $Q_{90}$ .

## 2.2.1 Rozdělení vodních elektráren [3]

Vodní elektrárny můžeme dělit podle několika hledisek. Jedním z hlavních hledisek je zejména velikost. Dle velikosti dělíme vodní elektrárny na:

- Velké (VVE) – s instalovaným výkonem  $P > 200 \text{ MW}$
- Střední (SVE) – s instalovaným výkonem  $P \in (10; 200) \text{ MW}$
- Malé (MVE) – s instalovaným výkonem  $P < 10 \text{ MW}$

Druhým ze základních hledisek je dělení dle velikosti využívaného spádu:

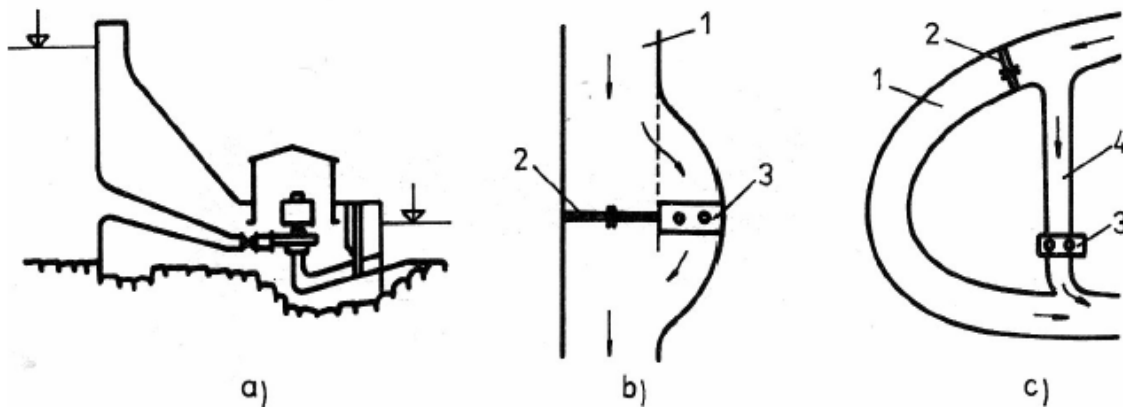
- Nízkotlaké – využívající spád do 20 m
- Středotlaké – využívající spád nad 20 m, ale do 100 m
- Vysokotlaké – využívající spád nad 100 m

Dalším ze základních hledisek dělení vodních elektráren je charakter činnosti:

- Průtočné – nemají akumulaci nádrží
- Akumulační – řízený odběr vody z akumulaci nádrže vytvářející spád (i PVE)

Dále můžeme vodní elektrárny rozdělit např. podle získaného spádu:

- a) Přehradní – spád vytvořen přehradou
- b) Jezové – spád vytvořen jezem
- c) Derivační – využívá umělé vedení vody mimo vodní tok pomocí přivaděče



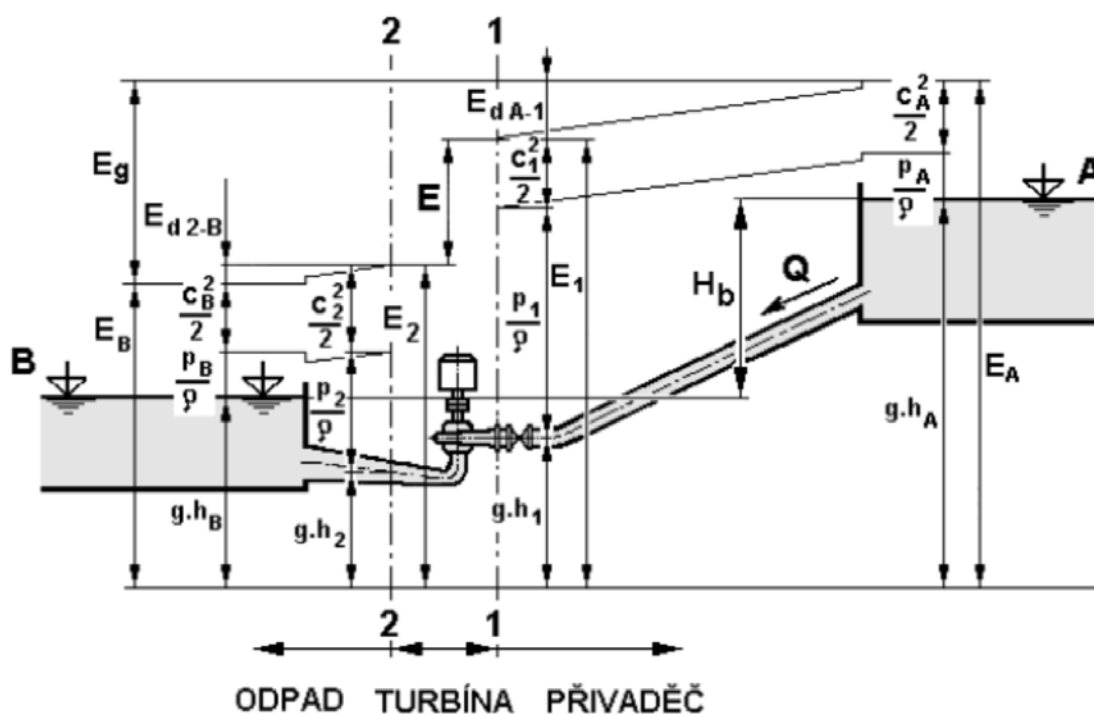
Obrázek 2 - Základní varianty řešení hydroenergetických děl [3]

## 2.3 Základní energetická bilance [3]

Celková mechanická energie vody má dvě složky – složku potenciální (ta se ještě dál dělí na tlakovou a polohovou) a složku kinetickou. Všechny tři dílčí složky v sobě sumarizuje Bernoulliho rovnice. Ta nám dává představu o možnosti jejich vzájemné transformace. Je tedy vyjádřením zákona zachování energie.

$$E = \frac{p}{\rho} + g \cdot h + \frac{c^2}{2} \quad (2)$$

Nositelkou celkové mechanické energie vody je u vodních elektráren voda. Ta se dostává z místa vyšší nadmořské výšky do míst nižší nadmořské výšky (potenciální energie klesá). Z místa nejnižší potenciální energie (moře) se voda do výchozí polohy opět dostává pomocí slunečního záření (tepla) – koloběh vody v přírodě.



Obrázek 3 - Energetické poměry ve vodní elektrárně [3]

Na obrázku 3 můžeme vidět Energetické poměry ve vodní elektrárně. Největší možná hodnota měrné energie, kterou je schopné dané vodní dílo poskytnout, se nazývá měrná energie díla:

$$E_A - E_B = \frac{p_A - p_B}{\rho} + g \cdot (h_A - h_B) + \frac{c_A^2 - c_B^2}{2} \quad (3)$$

Po uvažování řady zjednodušení, jako např.  $p_A = p_B$  (rovnost barometrických tlaků v místech A a B) a  $c_A = c_B = 0$  (zanedbání kolísání hladin v místech A a B) dostáváme tzv. geodetickou měrnou energii díla:

$$E_A - E_B = g \cdot (h_A - h_B) = g \cdot H_b = E_g \quad (4)$$

V samotné vodní turbíně se transformuje hydraulická energie na mechanickou energii, která roztáčí oběžné kolo, a to pomocí generátoru vyrábí elektrickou energii. Tuto mechanickou energii lze vnímat jako rozdíl celkových měrných energií kapaliny na vstupu (1) a výstupu (2) z turbíny, který nazýváme měrná energie turbíny:

$$E = E_1 - E_2 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + g \cdot (h_1 - h_2) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (5)$$

Samozřejmě při průtoku kapaliny přívadčím potrubím dochází vlivem hydraulických ztrát (zejména třecích) k disipaci hydraulické energie mezi místy A (horní hladina) a 1 (vstup do turbíny):

$$E_1 = E_A - E_{d A-1} \quad (6)$$

Podobným principem se uplatňuje disipace hydraulické energie mezi místy 2 (výstup z turbíny) a B (dolní hladina):

$$E_B = E_2 - E_{d 2-B} \quad (7)$$

Tyto disipace se snažíme minimalizovat. Při přípravě projektové dokumentace jsou ale předmětem důkladné technicko-ekonomické optimalizace, jelikož např. větší průměr přívodního potrubí sice povede k menší disipaci energie  $E_{d A-1}$  díky sníženým hydraulickým ztrátám, oproti tomu potrubí většího průměru je dražší. Při uvažování jednoduché průtočné vodní elektrárny s jednou přetlakovou vodní turbínou můžeme určit hydraulický příkon vodní elektrárny, který máme k dispozici jako:

$$P_{VE} = Q \cdot \rho \cdot E_g = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_b \quad (7)$$

Dále můžeme určit hydraulický příkon samotné vodní turbíny, který bude snížený o již dříve zmiňované hydraulické ztráty v přívadčím potrubí (česle, kanál, potrubí a uzávěry), případně i v odpadu. Další část nevyužitá energie je ve formě kinetické energie na výstupní průřezu vodní turbíny. Zbytek lze vyjádřit jako teoretický výkon turbíny, který je tedy menší než výše zmíněný hydraulický příkon vodní elektrárny:

$$P_t = Q \cdot \rho \cdot (E_1 - E_2) = Q \cdot \rho \cdot E = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (8)$$

A konečně mechanický výkon na hřídeli turbíny, který je vlivem ztrát (objemových, hydraulických a mechanických) vždy o něco menší než výše zmíněný teoretický hydraulický příkon turbíny  $P_t$  a lze jej vyjádřit takto:

$$P = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (9)$$

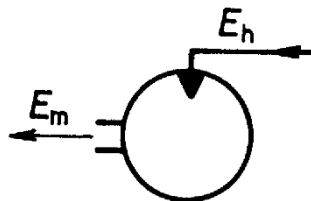
Mírou hospodárnosti zde (jako ve většině strojních zařízení) je účinnost příslušného zařízení, která ve velké míře závisí hlavně na velikosti a typu použitého stroje, ale i na pečlivosti montáže, údržby a v neposlední řadě na obsluze stroje:

$$\eta = \frac{\text{vystupující výkon}}{\text{vstupující příkon}} = \frac{P}{P_t} < 1 \quad (10)$$

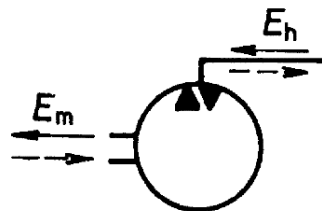
## 2.4 Vodní turbína [3]

Vodní turbína je srdcem samotné vodní elektrárny. Je to rotační hydraulický stroj, přesněji hydrodynamický primární motor, sloužící k transformaci hydraulické energie  $E_h$  na energii mechanickou  $E_m$ , kterou jsme (jak jsem již zmiňoval) schopni v generátoru přeměnit na lépe využitelnou elektrickou energii.

Na obrázcích dole [4] jsou uvedena schémata přeměny energie ve strojích používaných v hydroenergetice, a to vodní turbíny (obr. 5) a čerpadlové turbíny (obr. 6 - reverzibilní stroj) používaný v PVE.



Obrázek 5 - Schéma přeměny energie  
– vodní turbína

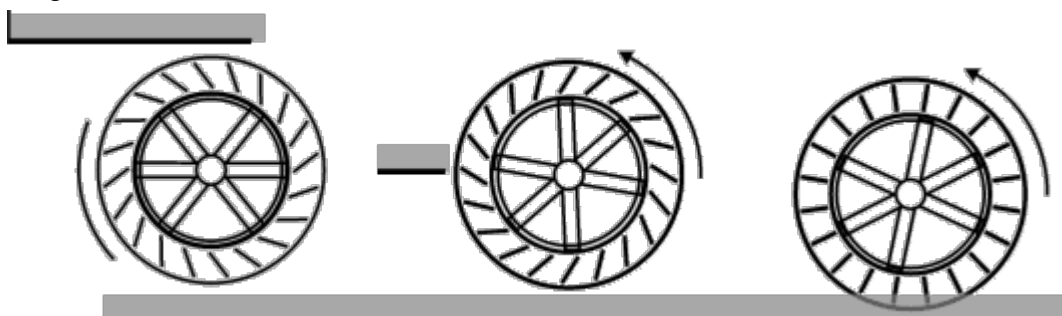


Obrázek 4 - Schéma přeměny energie  
– reverzibilní stroje



## 2.4.1 Vývoj vodních turbín [3]

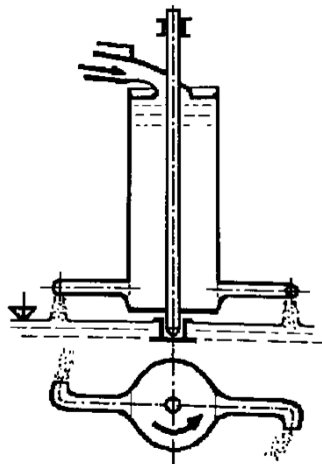
Lidé využívali vodní energii odjakživa – ulehčovali si tím své životy. Zejména v oblasti zemědělství, kde využívali vodní stroje převážně k čerpání vody pro potřeby zavlažování. Až teprve později se s pokračujícím vývojem objevily vodní stroje v oblasti průmyslu. Zprvu ovšem pouze nahrazovaly (nebo alespoň ulehčovaly) lidskou práci. Až později se jednalo o vodní stroje navrhované s cílem výroby elektrické energie.



Obrázek 6 - Vodní kola; se svrchním náhonem, se středním náhonem, se spodním náhonem [7]

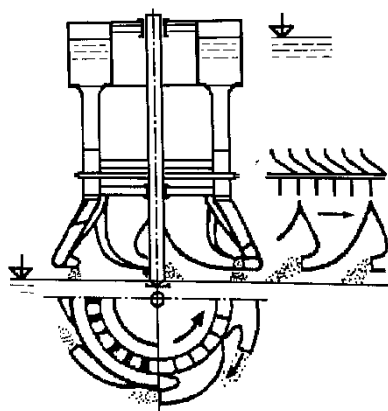
Za první hojně používaný vodní stroj, který pracuje na principu vodního motoru, můžeme považovat vodní kolo, jehož tři základní varianty vidíme na obr. 6. Liší se tím, kterou složku měrné energie vody využívají. Kolo se svrchním náhonem využívá polohovou měrnou energii vody, kolo se spodním náhonem spíše kinetickou měrnou energii vody a kolo se středním náhonem využívá obě. Jedná se o vodní stroj založený na jednoduchém (z dnešního pohledu téměř až primitivním) principu. Tehdy to pro lidi ovšem znamenalo vrchol technické vyspělosti. I když hlavním plus byla nejspíše již zmíněná jednoduchost stroje. Vodní kola lidé používali v oblasti zemědělství (mlýnská kola), ale také v oblasti průmyslu (hamry, pily, kovárny atd.), kde se vodního kola používalo pro pohon pil, bucharů anebo měchů. Jejich použití začalo cca ve 2. století př.n.l. a vrcholí koncem 18. století n.l., kdy byly většinou nahrazeny vyspělejšími (zejména parními) stroji. V technicky vyspělých zemích je dnes jejich použití spíše ojedinělé. Bývají provozovány jako historické památky a technické rarity. V minulosti se lidé pokoušeli i mlýnská kola elektrifikovat. Z důvodu velkých rozměrů kol, nemožnosti využití větších spádů a relativně nízkých provozních otáček byly tyto pokusy marné.

Důležitým milníkem ve vývoji vodních turbín bylo Segnerovo kolo (1750), ze kterého poté vychází vývoj technicky využitelných přetlakových vodních turbín. Jedná se o vertikální vodní stroj využívající reakčního účinku při výtoku vody z kola. Tím je kolo uvedeno do pohybu – rotace.



Obrázek 7 - Segnerovo kolo [3]

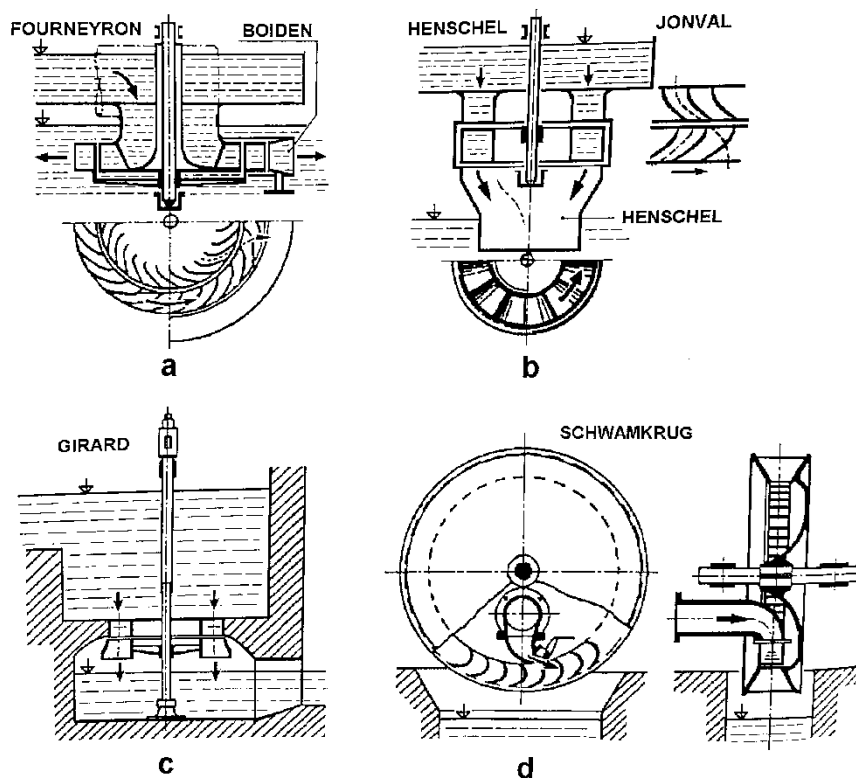
Zdokonalením tohoto vodního kola se zabýval Leonard Euler. Vylepšil využití reakčního principu a výsledkem byl Eulerův stroj (1754).



Obrázek 8 - Eulerův stroj [3]

Turbíny v našem slova smyslu, založené na teoretických podkladech vytvořených právě výše zmíněným Leonardem Eulerem, byly uváděny do technické praxe až na začátku 19. století. První provozuschopnou přetlakovou vodní turbínu uvedl do provozu Francouz Fourneyron v roce 1835 v St. Blasien. Byla to radiální turbína s vnitřním vtokem a odstředivým průtokem, měla rozváděcí kanály, pracovala se spádem 108 m a průtokem  $0,03 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Měla provozní otáčky cca  $38,3 \text{ s}^{-1}$  a výkon cca 30 kW. [2]

V pozdějším provedení byla vylepšena o difuzor (Boiden, 1844-1846). Dalším vývojovým stupněm byla Henschelova turbína (1837), jejíž vylepšením byla Jonvalova turbína (1841). Toto byly axiální přetlakové stroje s rozváděčem. Regulace průtoku byla prováděna uzavíráním rozváděčích kanálů a byla zde použita sací trouba. Z této turbíny později vyšel Girard (1851). Jeho vodní turbína byla axiální, ale rovnotlaká. Pro zpracování vyšších spádů existovala varianta, kterou vynalezl Schwamkrug (1847).

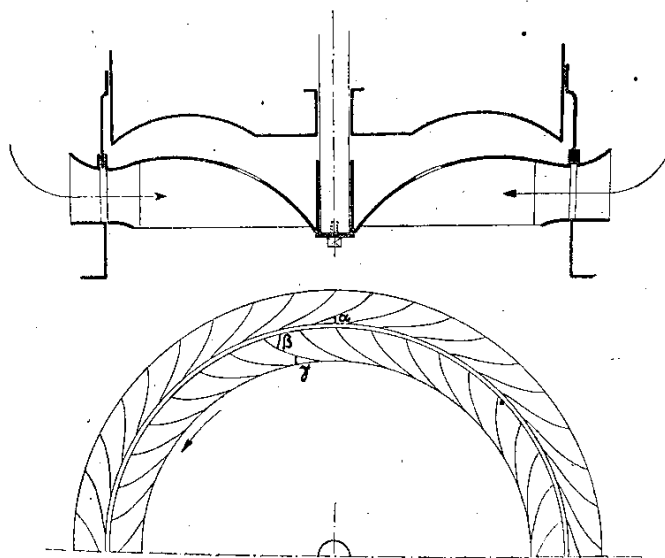


Obrázek 9 - Starší typy vodních turbín [3]

## 2.4.2 Moderní typy vodních turbín [3]

Tyto starší typy poté byly nahrazeny vodními turbínami modernějšími, které se využívají dodnes. Jonvalova turbína byla nahrazena Francisovou turbínou (1849). Vycházela z Howdovy turbíny (1838), u které byl poprvé použitý dostředivý průtok radiálního stroje. U původní Francisovy turbíny protékala voda oběžnými kanály dostředivým směrem. Oběžné lopatky byly válcové plochy. Až za oběžným kolem se tento dostředivý průtok měnil v průtok axiální. V roce 1869 změnil Swain radiální průtok na axiální v samotném oběžném kanále díky prodloužení oběžných lopatek do prostoru, čímž vznikla Francisova turbína v té podobě, jak ji známe dnes. Francis dosáhl již u své první turbíny poměrně velké účinnosti až 80 %.

Další výhodou bylo dostředivé proudění zužujícími se rozváděcími kanály, čímž se dosáhlo správného vedení vody v rozváděcím kole a tím i stejným výtokovým směrem po celém obvodu rozváděcího kola. Důsledkem čehož byl správný vtokový směr do oběžného kola s minimálními rázy.

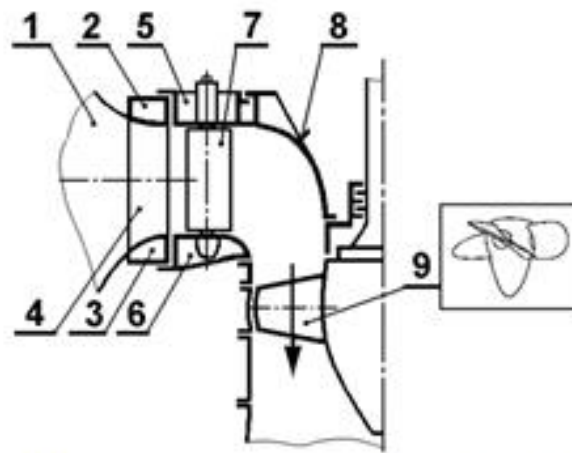


Obrázek 10 - Původní Francisova turbína [1]

Současné řešení ještě často (téměř vždy) využívá Finkovy regulace (1870) natáčením lopatek rozvaděče, díky které se účinnost turbíny pro proměnlivý průtok příliš nemění. Použitím spirální skříně (1880) poklesly hydraulické ztráty na vstupu do rozváděcího kola. Bylo možné také připojit sací troubu za oběžné kolo a v neposlední řadě měla turbína poměrně široký rozsah provozních otáček. Díky tomu se tato turbína velmi rychle stala známou a začala se hojně nasazovat v technické praxi. Současné řešení bude ukázáno dále v samostatné kapitole 3. [1]

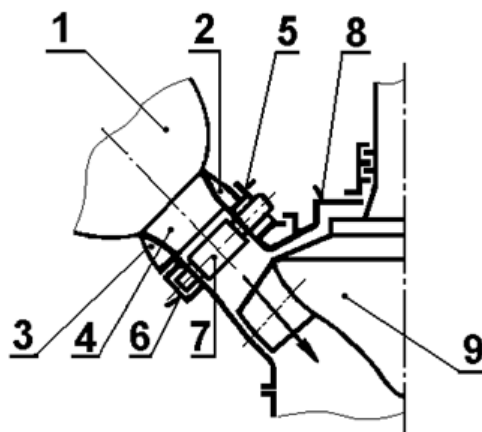
Dalším zástupcem moderních typů vodních turbín je turbína Kaplanova (1917). Jedná se o axiální přetlakovou turbínu, která vznikla ve snaze využít vyšší průtoky než ty, pro něž je optimální použít Francisovu turbínu. Ve standardním provedení má radiální rozvaděč a využívá se regulace natáčením lopatek oběžného i rozváděcího kola za provozu. Modifikací je turbína přímoproudá, která má diagonální až axiální rozvaděč. Její modifikací jsou varianty: axiální neregulovatelná (lopatky OK i RK jsou pevné), propelerová (natáčivé lopatky RK) a semikaplan (natáčivé lopatky OK). Jak jsem se již zmínil v úvodu, Kaplanova turbína bývá dnes dost často používána jako náhrada starších Francisových turbín, a to zejména v oblasti MVE, kde bývaly

nasazovány často právě Francisovy turbíny, ale nyní může vycházet výhodněji použití turbíny Kaplanovy.



Obrázek 11 - Kaplanova turbína v klasickém provedení [3]

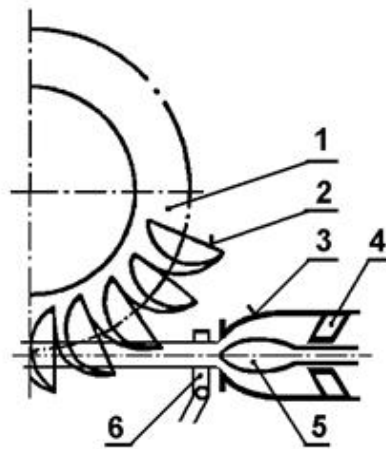
Dalším zástupcem přetlakových turbín je Dériazova turbína (1950). Jedná se o diagonální turbínu, a tedy o jakýsi přechod mezi turbínou Francisovou a Kaplanovou. Lopatky oběžného kola jsou stejně jako u Kaplanovy turbíny bez krycího věnce a jsou natáčivé za provozu stroje. Rozváděč bývá diagonální nebo radiální s natáčivými lopatkami. Změna natočení lopatek (jak oběžných, tak rozváděčích) je prováděna současně. Běžně se používá ve vertikálním provedení a dá se použít jako reverzibilní stroj.



Obrázek 12 - Dériazova turbína [3]

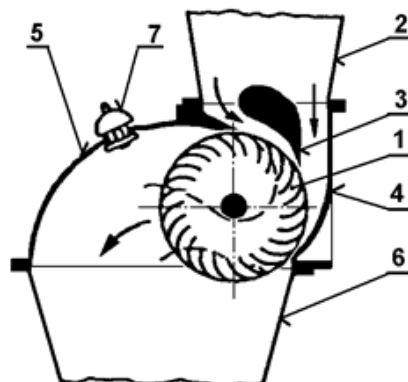
Z rovnotlakých turbín, které vycházejí z Girardovy turbíny, se dnes používá především Peltonova turbína (1880) s dvojími pevnými lopatkami. Voda má tangenciální vstup z jedné (nebo i více) regulačních dýz. K rychlému odstavení z provozu se používá zařízení na odklon (deviátor) nebo odříznutí části vodního paprsku

(deflektor), jehož pohyb je v součinnosti s regulační jehlou umístěnou v dýze. Většinou bývá v horizontálním provedení, při použití více dýz se používá vertikální provedení.



Obrázek 13 - Peltonova turbína [3]

Posledním typem vodní turbíny, o které se zde zmíním je turbína Bánkiho (1918). Je to speciální rovnotlaká turbína s parciálním vtokem a dvojitým průtokem vody oběžným kolem (vstup je dostředivý a výstup odstředivý). Oběžné kolo je oproti všem předešlým typům výrazně zjednodušené a tvoří ho dva disky mezi kterými jsou umístěné válcově zahnuté lopatky. Nemá rozváděč a regulace probíhá klapkou umístěnou ve vtokovém tělese nebo segmentovým uzávěrem. Turbína se používá v horizontálním provedení a obvykle se připojuje odpadní šachta. Vyniká zejména jednoduchostí výroby a tím i nižší cenou, vykompenzovanou např. nižší účinností oproti předešlým typům.



Obrázek 14 - Bánkiho turbína [3]

### 2.4.3 Parametry turbíny [3]

Stanovení parametrů je velmi významná úloha. Věnuje se jí velká pozornost a ve velké míře ovlivňuje výslednou hospodárnost celé vodní elektrárny. Turbína by měla být téměř vždy provozována s návrhovými parametry, které plynou z rozsáhlé technicko-ekonomické optimalizace celého projektu. Parametry turbíny dělíme na hlavní a přidružené.

Nejdříve se budu věnovat hlavním parametrům:

- 1) Průtok turbínou:  $Q \text{ (} m^3 \cdot s^{-1} \text{)}$

Průtok turbínou je definován jako objem kapaliny, který proteče turbínou za jednotku času. Jedná se o celkový průtok, zahrnuje v sobě tedy i části kapaliny, které netěsnostmi obtékají oběžné kolo turbíny a nekonají tak práci. Důležitou hodnotou je zejména jmenovitý průtok  $Q_n$ . Jedná se o takovou hodnotu průtoku, při jmenovitých otáčkách a jmenovité měrné energii turbíny. To jsou hodnoty, při kterých dosahuje turbína maximální účinnosti.

- 2) Měrná energie turbíny:  $E \text{ (} J \cdot kg^{-1} \text{)}$

O měrné energii jsem se již zmiňoval dříve v kapitole 2.3 – viz rovnice (5). Uvádím ji zde jen pro pořádek. Stejně jako průtok, existuje také tzv. jmenovitá měrná energie  $E_n$ , která odpovídá měrným otáčkám a měrnému průtoku turbíny.

Dále následují přidružené parametry:

- 1) Otáčky turbíny:  $n \text{ (} s^{-1} \text{)}$

Otáčky, při kterých je turbína provozována by měly odpovídat jmenovitým otáčkám  $n_n$ . Vycházejí z hydraulického návrhu a konstrukčního řešení dané turbíny. Jsou stanoveny v závislosti na optimální obvodové rychlosti oběžného kola a jsou tedy přímo závislé na jeho průměru. Ve velké míře také závisí na způsobu připojení na generátor elektrické energie. V případě nepřímého připojení (přes převodovku) se provozní otáčky turbíny neshodují s otáčkami generátoru. V případě přímého spojení se synchronním generátorem odpovídají otáčky turbíny synchronním otáčkám generátoru (pro naše podmínky  $f = 50 \text{ Hz}$ ):

$$n_{sch} = \frac{f}{p} \quad (11)$$

Velmi důležitou hodnotou otáček turbíny jsou tzv. průběžné otáčky  $n_p$ . Turbína jich dosáhne při výpadku zátěže (porucha generátoru nebo regulace) a představují maximální hodnotu otáček nezátížené turbíny.

## 2) Výkon turbíny: $P$ (W)

O výkonu jsem se také (stejně jako o průtoku) zmínil v předešlé kapitole 2.3. Z hlediska názvosloví se rozlišuje následující:

- Mechanický výkon turbíny  $P$ , který již byl definován dříve – viz rovnice (10), představuje mechanickou energii přenášenou její hřídelí za jednotku času. Udává se hodnota jmenovitého mechanického výkonu turbíny, kterého dosahuje při maximální účinnosti, podobně jako předešlé jmenovité parametry. Dále se hovoří o instalovaném výkonu, což je maximální mechanický výkon jedné (případně všech) instalovaných turbín, kterého lze dosáhnout při nejpriznivějších podmínkách provozu.
- Teoretický výkon turbíny  $P_t$  představující ideální hodnotu výkonu, kterou by poskytovala daná turbína při daném spádu  $Q$  a dané měrné energii  $E$ , a který byl již dříve definován v kapitole 2.3 – viz rovnice (9). Je roven hydraulickému příkonu turbíny  $P_h$  a je vždy větší než skutečně dosahovaný mechanický výkon  $P$ .

## 3) Účinnost turbíny: $\eta$ (1)

Samotná účinnost již byla také definována v dřívější kapitole 2.3 – viz rovnice (11). Je tedy definována jako poměr výše zmiňovaného mechanického výkonu a hydraulického příkonu (teoretického výkonu) dané turbíny. Jedná se o celkovou účinnost, která v sobě zahrnuje všechny ztráty energie a nevyužití průtoku turbínou. Její maximální hodnota  $\eta_{max}$  odpovídá jmenovitým parametrům turbíny. Z principu je vždy menší než 1 a ovlivňuje ji (jak jsem již dříve uvedl) řada faktorů, zejména pak velikost stroje. Rozlišujeme tři dílčí složky celkové účinnosti:

- Objemová účinnost  $\eta_o$ , která v sobě zahrnuje objemové ztráty stroje, tedy objemový průtok  $q$ , který obchází lopatkový prostor oběžného kola a z tohoto důvodu nekoná práci. Skutečný objem konající práci  $Q_{\perp}$  jde o rozdíl  $Q$  a  $q$ .

$$\eta_o = \frac{Q_{\perp}}{Q} = \frac{Q-q}{Q} = 1 - \frac{q}{Q} \quad (12)$$



- Hydraulická účinnost  $\eta_h$ , která v sobě zahrnuje vliv třecích a místních ztrát. Tedy jednak vliv proudění reálné vazké kapaliny o reálné (technologicky drsné) plochy průtočného prostoru. Dále v sobě zahrnuje vliv tzv. ztráty rázem, tedy ztrátě, která vzniká, pokud má kapalina nesprávný vstup do oběžného kola. Souhrnně se se tato nevyužitá měrná energie označuje  $E_z$ . Hydraulická účinnost má na celkovou účinnost nejzásadnější vliv.

$$\eta_h = \frac{E_{\perp}}{E} = \frac{E - E_z}{E} = 1 - \frac{E_z}{E} \quad (13)$$

- Mechanická účinnost  $\eta_m$ , která v sobě zahrnuje hlavně ztráty třením v radiálním a axiálním ložisku, ucpávce hřídele a ztrátu třením povrchu disků oběžného kola o protékající kapalinu. Tyto ztráty můžeme obecně označit jako  $P_z$ . Dále se zavádí hydraulický výkon  $P_h$ , který se rovná výkonu převedenému na lopatky oběžného kola vazkou kapalinou.

$$\eta_m = \frac{P}{P_h} = \frac{P_h - P_z}{P_h} = 1 - \frac{P_z}{P_h} \quad (14)$$

Celková účinnost je pak rovna součinu těchto dílčích účinností:

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (15)$$

#### 4) Geodetická sací měrná energie: $E_s$ ( $J \cdot kg^{-1}$ )

Jedním z nejhorších jevů, který ohrožuje všechny hydraulické stroje je kavitace. V určitém provozním bodě může nastat, že dojde k prudkému snížení měrné tlakové energie (většinou vlivem prudkého zvýšení kinetické složky měrné energie) a ta se dostane na hodnotu rovnou nebo dokonce nižší, než je hodnota měrné tlakové energie nasycených vodních par. V kapalině dojde k varu zastudena a začnou vznikat dutiny vyplněné parami, které ovšem krátce poté zanikají a při implozi s sebou strhávají (pokud jsou v kontaktu) částice protékaného tělesa. Tento jev, významně snižující hospodárnost, a především živostnost stroje, se nazývá kavitační eroze a je jedním ze základních důsledků intenzivní kavitace. Dalšími jsou například vibrace a hlučnost daného stroje. Snažíme se tedy, abychom v určitém místě proudového pole dosáhli tlakové měrné energie vyšší, než je výše zmiňovaná hodnota měrné tlakové energie nasycených vodních par. Je tedy nutné, aby geodetická sací měrná energie nepřesáhla určitou hodnotu, kterou je možné vypočítat z určitých známých fyzikálních veličin, s tím,

že hodnota  $h_s$  může vyjít záporná a oběžné kolo pak je situováno pod úrovní spodní hladiny.

$$E_s = g \cdot h_s \quad (16)$$

#### 2.4.4 Teorie podobnosti, měrné otáčky [3]

Vodní stroje a zejména pak vodní turbíny jsou stroje větších rozměrů. A proto je účelné nejprve si vypočtené poznatky potvrdit na zkušebně na menším, a tedy i levnějším modelu. Nebo chce výrobce vytvořit ucelenou řadu vodních turbín a nechce se mu (pravděpodobně z časových důvodů) provádět pokusy na zkušebně zvlášť pro každý model. Pro tento případ existuje teorie podobnosti, která nám pomáhá a po splnění určitých kritérií jsme schopni přenášet experimentálně získané (ověřené) poznatky z menšího modelu stroje na výsledné dílo, čehož se z důvodu úspory zejména času hojně využívá. Navíc se zde uplatňuje vliv měřítka, což znamená, že větší hydraulicky podobný stroj má vždy vyšší hodnotu účinnosti, a to díky vlivu relativní drsnosti – blíže viz [2].

Existují tři druhy podobnosti, s tím, že následující druh v sobě vždy zahrnuje druh předešlý (např. kinematická podobnost má již v sobě zahrnuté podmínky geometrické podobnosti). Jednotlivé druhy podobnosti jsou:

##### 1) Geometrická podobnost

Pro splnění geometrické podobnosti je nutné, aby byly všechny odpovídající si elementy modelu a díla stejně orientovány a poměr odpovídajících si rozměrů se musí rovnat jednomu lineárnímu součiniteli – měřítku délek:

$$\lambda = \frac{l_D}{l_M} = konst \quad (17)$$

##### 2) Kinematická podobnost

Dalším druhem je kinematická podobnost a je splněna tehdy, jestliže přemístění částic kapaliny v odpovídajících si bodech modelu a díla jsou paralelní a dochází k nim v časových intervalech, které jsou úměrné jednomu měřítku času  $\tau$ . Jinými slovy musejí směry i smysly vektorů všech odpovídajících si rychlostí být stejné na modelu a díle. U vodních turbíny jsou kinematické poměry popsány tzv. rychlostními trojúhelníky, kterými se budu blíže věnovat později. Musí tedy platit, že jsou si rychlostní trojúhelníky v odpovídajících si bodech podobné.

$$\tau = \frac{t_D}{t_M} = konst \quad (18)$$

### 3) Dynamická podobnost

Posledním druhem je dynamická podobnost. Ta je nejobecnější a pro její splnění je nutné, aby poměr různých sil k setrvačným silám v proudových polích byl identický. S tím, že velikosti těchto sil (zjednodušeně hmotnosti odpovídajících si součástí) jsou si opět podobné podle jednoho konkrétního měřítka.

$$\mu = \frac{m_D}{m_M} = konst \quad (19)$$

Při splnění kritérií podobnosti jsme pak schopni přepočítávat hodnoty rozměrů, rychlostí, ale i průtoků, měrných energií, výkonů atd. – blíže viz [4]. Pokud chceme porovnávat provozní vlastnosti geometricky podobných, ale různě velikých vodních turbín, můžeme pak pracovat s účelně zavedenými měrnými veličinami. Mezi nejvýznamnější z nich patří tzv. rychloběžnost  $n_b$ . Má fyzikální význam otáček etalonové turbíny, jejíž parametry jsou jednotkové ( $Q = 1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  a  $E = 1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) a je vyjádřena podle vztahu:

$$n_b = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{E^{3/4}} = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \quad (20)$$

Mnohem častěji, než s rychloběžností se ovšem setkáváme s měrnými otáčkami  $n_q$ , do kterých na rozdíl od rychloběžnosti dosazujeme hodnotu otáček v ( $\text{min}^{-1}$ ) nicméně s rychloběžností úzce souvisejí:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (21)$$

Místo měrných otáček se v minulosti původně využívalo měrných otáček  $n_s$ , které jsou definované pro etalonovou turbínu určitých rozměrů, která zpracovává spád  $H = 1 \text{ m}$  a má výkon  $P = 1 \text{ HP}$  a mají také jednotku ( $\text{min}^{-1}$ ). Dle Camerera se pak vypočítají podle vztahu:

$$n_s = \frac{n}{H} \cdot \frac{\sqrt{\frac{1000 \cdot Q_n \cdot H_n \cdot \eta_n}{75}}}{H^{1/4}} \quad (22)$$

## 2.4.5 Rozdělení vodních turbín [3]

Velká různorodost uplatnění vodních turbín vedla konstruktéry během let k vytvoření mnoha koncepcí, které se od sebe velmi liší a používají se dodnes. A aby v nich měli lidé zabývající se hydraulickými stroji pořádek, bylo zavedeno několik kritérií, podle nichž se tyto turbíny mohou třídit a ve velké míře nám tam pomáhají s jejich nasazováním do technické praxe.

Vlastní vodní turbína je složena ze tří hlavních částí:

- zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu
  - zařízení pro přívod vody k rozváděcímu ústrojí
  - vlastní rozváděcí ústrojí
- oběžné kolo
- zařízení pro odvod vody od oběžného kola

Důležité pro další dělení je zejména zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu. Může mít několik variant provedení, které zmíním později. Dle těchto variant spadá toto zařízení do stavební nebo strojní části celé vodní elektrárny, např. otevřený beztlakový přivaděč (kanál) zakončený kašnou je spíše věcí stavební části, zatímco zužující se tlakový přivaděč s uzávěrem zakončený spirálou je toto spíše strojní součástí objektu. Podle toho, jak velká část tlakové měrné energie kapaliny se v zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu změní na kinetickou měrnou energii kapaliny, rozlišujeme vodní turbíny na dvě hlavní skupiny, a to přetlakové a rovnotlaké.

U přetlakových turbín je voda vedena tlakovým přivaděčem s uzávěrem a přímo na něj navazuje spirála. Ta zajišťuje rovnoměrný průtok vody k jednotlivým rozváděcím kanálům po celém obvodu rozváděcího kola. O té se podrobněji zmíním v pozdější části věnované přímo Francisové turbíně. Na spirálu přímo navazuje rozváděč, o kterém se také zmíním později. Ten je většinou u přetlakových turbín řešen jako regulační s natáčivými lopatkami. Hlavním úkolem rozváděče je kromě regulace průtoku také správné nasměrování vody pro vstup do samotného oběžného kola.

U rovnotlakých turbín je voda přiváděna buď tlakovým potrubím, na které však nenavazuje spirála jako u turbín přetlakových, nýbrž voda přitéká do regulační dýzy (v případě Peltonovy turbíny) nebo z přiváděcího potrubí kruhového průřezu přechází na

obdélníkový průřez vstupu do turbín (v případě Bánkiho turbíny). Rovnotlaké turbíny tedy nemají rozváděč. K regulaci dochází buď v regulační dýze (případně pomocí deflektoru nebo deviátoru) v případě Peltonovy turbíny, nebo pomocí jednoduché regulační klapky (případně většího regulačního segmentu) v případě turbíny Bánkiho.

Dle mého nejdůležitější částí vodní turbíny je její oběžné kolo. Právě zde totiž dochází k oné přeměně hydraulické energie na mechanickou. Oběžné kolo je tedy pracovní částí turbíny. Na rozdíl od jiných součástí turbíny je v pohybu – rotuje. V oběžném kole mění voda směr svého proudění. Směr proudu vody se může změnit jedině silovým účinkem oběžných lopatek na vodu. Z principu akce a reakce ale voda působí na lopatky stejnými silami. Lopatky se tak uvádějí do pohybu (ustupují proudění vody), otáčejí vlastním oběžným kolem a voda tím pádem koná práci. Až ve vlastních oběžných lopatkách dochází k dříve zmiňované přeměně hydraulické energie vody na mechanickou energii rotujícího oběžného kola.

U přetlakových turbín vtéká voda nerotujícími zakřivenými rozváděcími kanály do kanálů oběžných, které jsou zakřivené v opačném smyslu. V rozváděcím ústrojí je tedy pouze část tlakové měrné energie přeměněna v kinetickou měrnou energii vody. Zbytek (větší část) tlakové měrné energie je pak přeměněna na kinetickou měrnou energii vody až při průchodem lopatkového prostoru oběžného kola.

Oběžné kolo přetlakové turbíny tedy zpracovává obě složky měrné energie vody – jak tlakovou, tak i kinetickou. Před vstupem do oběžného kola je větší tlak než za ním. Z tohoto důvodu se také přetlakovým turbínám (zejména) v anglosaské literatuře říká reakční turbíny. Celý lopatkový prostor oběžného kola je díky vstupu vody po celém jeho obvodu plně vyplněný, říkáme tedy, že se jedná o turbíny s plným vtokem.

Oproti tomu u oběžného kola rovnotlaké turbíny vytéká voda z dýzy (nebo regulačního segmentu či klapky) a vtéká přímo do vhodně zakřivených oběžných lopatek. V řídicím ústrojí se tedy přemění všechna tlaková složka měrné energie vody na kinetickou, kterou pak následně zpracovává právě oběžné kolo. Na vstupu i výstupu oběžného kola je tedy stejný tlak a podle toho se těmto turbínám také říká. Jelikož voda nevstupuje jako u přetlakových turbín po celém obvodu oběžného kola, nýbrž pouze v jeho části, říká se rovnotlakým turbínám také turbíny s parciálním vtokem. V anglosaské literatuře existuje ekvivalentní označení a tyto turbíny se na rozdíl od

reakčních turbín nazývají impulzní, jelikož mají nulovou reakci (v samotném oběžném kole se nemění hodnota tlakové složky měrné energie), která se u nás používá převážně v souvislosti s parními (tepelnými) turbínami. [5]

Posledním částí ovlivňující proudění v turbíně je zařízení pro odvod vody od oběžného kola. U přetlakových turbín se používá sací trouba (neboli savka), která má funkci difuzoru. V něm se rychlost proudění vody postupně plynule snižuje a zbylá kinetická měrná energie vody se mění zpět na tlakovou měrnou energii. Díky tomu dochází za oběžným kolem k dalšímu snížení tlaku, než kdyby zde byl výstup do volného prostoru. U turbín rovnotlakých je tímto zařízením zpravidla pouze skříň, která má (kromě nosné konstrukce pro uložení oběžného kola) jedinou funkci, a to záchyt a následný odvod vody, která odpadá z oběžného kola.

Kromě těchto hlavních hledisek rozlišujeme řadu dalších. A ty si zde také uvedeme:

1) Podle průtoku vody oběžným kolem:

- Radiální
  - odstředivé (centrifugální) – s vnitřním vtokem vody na oběžné kolo
  - dostředivé (centripetální) – s vnějším vtokem vody na oběžné kolo
- Radiálně-axiální – oběžným kolem proudí voda nejprve radiálně a po přiblížení k ose kola mění směr na přibližně axiální
- Diagonální – voda protéká lopatkový prostor oběžného kola šikmo ke hřídeli
- Axiální – voda protéká prostor oběžného kola přibližně ve stejné vzdálenosti od jeho osy
- Tangenciální – na lopatky oběžného kola dopadá voda ve směru tečny ke kružnici se středem v ose oběžného kola
- S dvojnásobným průtokem – voda vstupuje do oběžného kola dostředivě a vystupuje odstředivě
- Se šikmým průtokem – na lopatky oběžného kola vstupuje voda z boční strany a vystupuje přibližně v osovém směru

2) Podle měrné energie turbíny

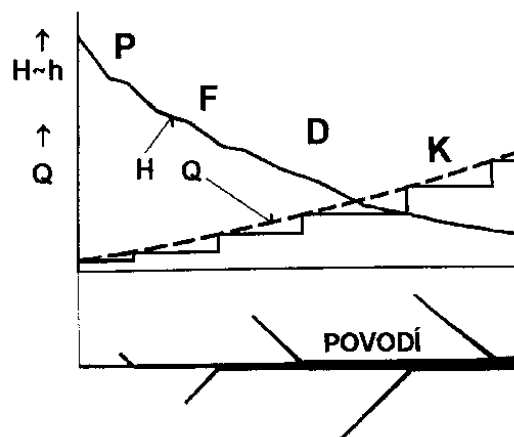
- nízkotlaké ...  $E \leq 200 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- středotlaké ...  $200 < E \leq 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$
- vysokotlaké ...  $E > 1000 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$

- 3) Podle jejich výkonu
  - velké ...  $P > 100 \text{ MW}$
  - střední ...  $P < 100 \text{ MW}$
  - malé ...  $P < 10 \text{ MW}$
  - drobné ...  $P < 1 \text{ MW}$
- 4) Podle projekčního a konstrukčního řešení
  - horizontální
  - vertikální
  - šikmé

Dále se rozlišuje ještě mnoho jiných hledisek jako je např.: uspořádání zařízení pro přívod vody k oběžnému kolu, uspořádání rozváděče a jeho regulace, provedení zařízení pro odvod vody od oběžného kola, schopnosti natáčet lopatky, velikosti měrných otáček, smyslu otáčení oběžného kola a také použití. Vyjmenoval jsem zde pouze ty nejhlavnější hlediska, neboť vodním turbínám se zpravidla říká, podle jejich autorů.

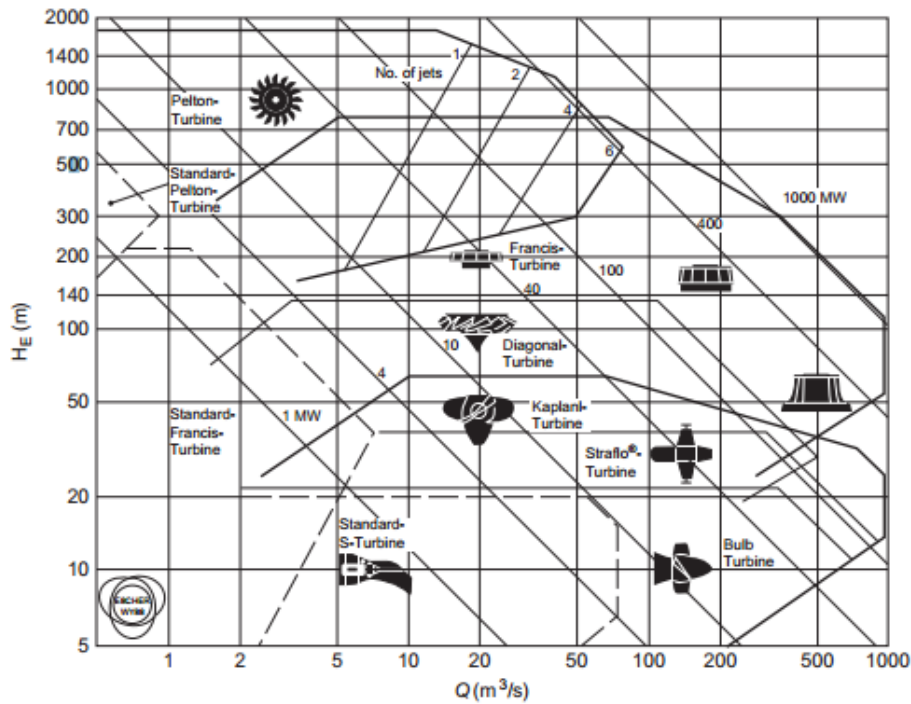
#### 2.4.6 Vhodný typ vodní turbíny [2]

Jak jsem již uvedl dříve, podél vodního toku se mění jeho parametry – průtok  $Q$  roste a měrná energie  $E$  klesá. V dnešní době je navíc dosti možné, že řada ideálních lokalit je již obsazena nějakou již fungující vodní elektrárnou, a proto je třeba budovat vodní elektrárny i v méně vhodných lokalitách. Abychom mohli v co nejširším měřítku využít energii vodního toku bylo v minulosti vymyšleno několik moderních typů vodních turbín, které se používají dodnes. Z přetlakových – Francisova, Dériazova a Kaplanova, a z rovnotlakých – Peltonova a Bánkiho.



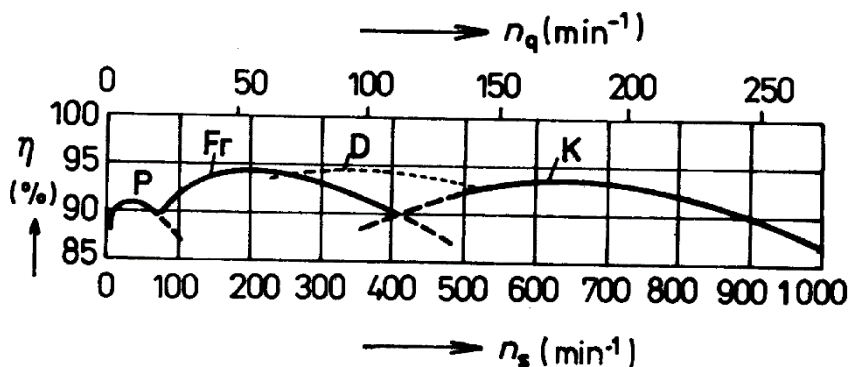
Obrázek 15 - Průběh spádu a průtoku podél povodí s orientačně přiřazenými typy vodních turbín [3]

Určení vhodného typu vodní turbíny provádíme pomocí hlavních parametrů turbíny – tedy průtoku  $Q$  a měrné energie  $E$  (nebo spádu  $H$ ). Problémem, který často musí projektant té či oné vodní elektrárny řešit je to, že se tyto oblasti použití různých druhů vodních turbín v diagramech často na svých okrajích prolínají. V těchto případech se volí ten typ turbíny, který je vhodnější z hlediska účinnosti (souvisí s regulačním rozsahem), ceny, kavitačních vlastností a řízení provozu.



Obrázek 16 - Oblastní diagram použití vodních turbín v závislosti na průtoku  $Q$  a spádu  $H$  [5]

Při volbě vhodného typu vodní turbíny právě pro danou lokalitu nám také velmi pomáhá hodnota dříve zmiňovaných měrných otáček  $n_q$ . Podle nich můžeme již vcelku přesně určit, jaký typ by byl pro danou lokalitu nejvhodnější. Navíc podle hodnoty měrných otáček můžeme kromě vhodného typu též určit alespoň předběžný tvar oběžného kola (bude vysvětleno později).



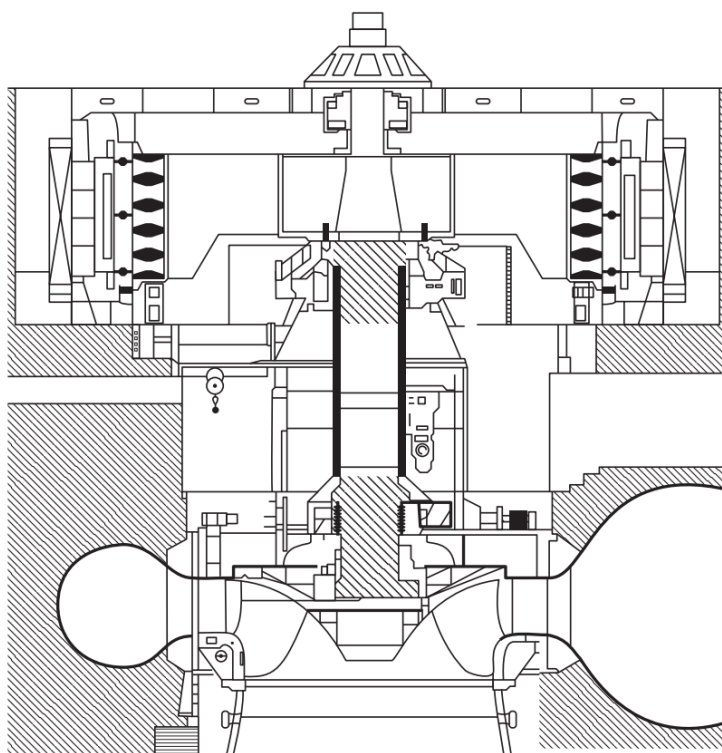
Obrázek 17 - Nejčastější typy vodních turbín seřazené podle hodnoty měrných otáček



### 3 Francisova turbína

V této části se již budu věnovat samotné Francisově turbíně. Jak jsem se již krátce zmínil dříve, jedná se o přetlakovou turbínu, která má radiálně-axiální průtok vody oběžným kolem. V široké míře se používají právě v oblasti malé vodní energetiky, ačkoliv, jak jsem se již také dříve zmiňoval, by bylo mnohdy hospodárnější nasazení jiného typu turbíny. Např. v dolních partiích vodního toku, kde klesá spád, a naopak narůstá průtočné množství, kde je pak vhodnější aplikace diagonální turbíny Dériazovy, případně (s vyšším průtokem) i axiální Kaplanovy.

Většinou se používá vertikálního uspořádání stroje – tzn. osa stroje je umístěná vertikálně. Horizontálního uspořádání se používá (z důvodů jednodušší manipulace a konstrukce) pouze u menších strojů. Na obr. 18 je vidět řez velkou ( $P = 200 \text{ MW}$ ), vysokotlakou ( $H = 110 \text{ m}$ ), vertikálně uspořádanou Francisovou turbínou, která má odhadem (dle tvaru oběžných lopatek) měrné otáčky  $n_s \approx 150 \text{ min}^{-1}$ .



Obrázek 18 - Francisova turbína – vertikální uspořádání [5]

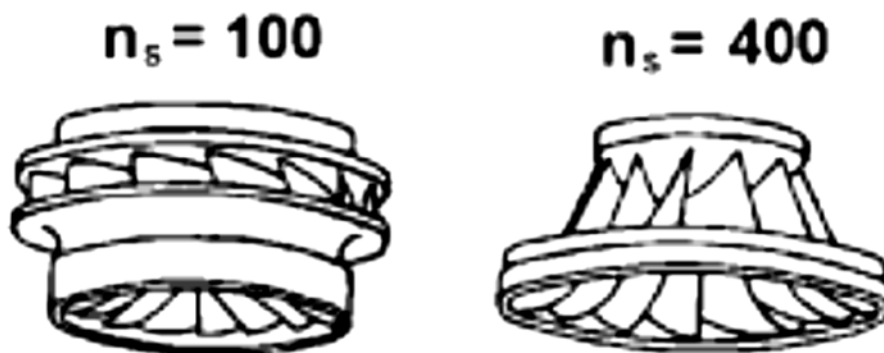
### 3.1 Hlavních části Francisovy turbíny [1]

Francisova turbína může mít řadu variantních uspořádání. Já se zde budu zabývat pouze vertikální spirální variantou, jelikož právě tuto budu později hydraulicky navrhovat.

Samotná vodní turbína se tedy skládá ze tří hlavních částí, které bych se snažil v následující kapitole popsat (detailněji se jim budu věnovat v pozdější kapitole – samotném hydraulickém návrhu). Jedná se o spirálu, rozváděcí a oběžné kolo. Dále se zde nachází další části, které ale nejsou předmětem mého pozdějšího hydraulického návrhu, proto se o nich pouze krátce zmíním. Jedná se o sací troubu (savku umístěnou) za oběžným kolem, která má (jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole) rozšiřující se tvar a má za úkol postupným snížením rychlosti a tím pádem přeměnou vystupující kinetické složky měrné energie zpět na tlakovou složku měrné energie vody, díky čemuž dovoluje pokles tlaku za oběžným kolem a de facto tím zvyšuje hospodárnost stroje. Dále jsou zde nezbytné části stroje. Tedy součásti, které slouží k samotnému provozu stroje – např. hřídel pro přenos krouticího momentu z oběžného kola ke generátoru, ucpávky, ložiska, víko turbíny atd. Ty se ale řeší konkrétním konstrukčním řešením, které také není předmětem této práce.

#### 3.1.1 Oběžné kolo [1]

Jak jsem již zmínil oběžné kolo je bez pochyb nejdůležitější částí jakékoliv turbíny. Francisova turbína není výjimkou. I když bez ostatních částí by provoz byl jen těžko možný, oběžné kolo je ta část turbíny, která rotuje a ve které probíhá samotná přeměna měrné energie vody na mechanickou energii, ze které za pomoci generátoru a transformátoru získáváme elektrickou energii.



Obrázek 19 - Oběžné kolo – vliv měrných otáček na tvar oběžných lopatek [3]

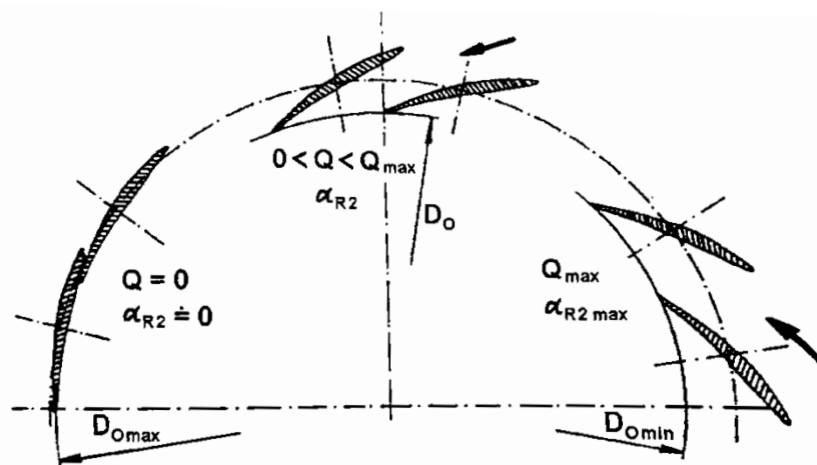
Samotné oběžné kolo se skládá z plného rotačního kotouče s nábojem, rotačního věnce a oběžných lopatek, které jsou komplikovaně prostorově nakroucené, aby kladly vodě při jejím průtoku lopatkovým prostorem oběžného kola co možná nejmenší hydraulický odpor. Tvar oběžného kola, zejména pak tvar lopatkového prostoru je velkou měrou ovlivněn měrnými otáčkami (Obr. 19). Můžeme si všimnout, že s rostoucími měrnými otáčkami se mění zejména poloha vstupní hrany, která je u pomaluběžných turbín rovnoběžná s hřídelem a s rostoucími měrnými otáčkami (respektive s klesající měrnou energií turbíny) se k hřídeli čím dál tím více naklání. Tvar průtočného prostoru oběžného kola i samotných oběžných lopatek je výsledkem hydraulického řešení, kterému se budu věnovat později.

### 3.1.2 Rozváděcí kolo [1]

Rozváděcí kolo je statorová lopatková mříž, která je obvykle tvořena horním a dolním lopatkovým kruhem, mezi nimiž jsou uloženy rozváděcí lopatky. U Francisovy turbíny má zejména dvě důležité funkce.

V první řadě slouží k regulaci (respektive uzavření) průtoku do oběžného kola natáčením rozváděcích lopatek. Dnes se ve značné míře používá zejména Finkova regulace, kdy jsou všechny rozváděcí lopatky spojeny regulačním prstencem a jsou tedy natáčeny současně po celém obvodu.

Druhou neméně důležitou úlohou rozváděcích lopatek, je správného nasměrování proudění vody ze spirály, aby dopadalo na vstupní hranu lopatek oběžného kola pod návrhovým úhlem a nedocházelo tak ke zbytečným hydraulickým ztrátám rázem. Kvůli tomu se volí tvar rozváděcích kanálů vždy konfuzorový.



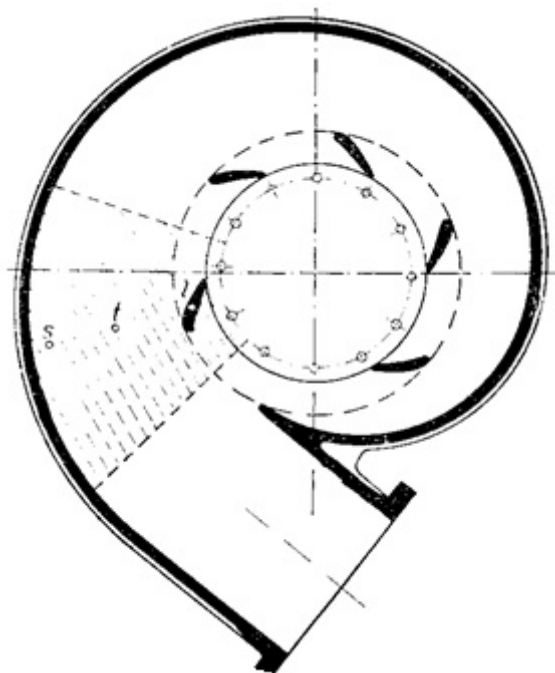
Obrázek 20 - Poloha rozváděcích lopatek při regulaci [3]

### 3.1.3 Spirála [1]

A poslední z hlavních částí Francisovy turbíny je spirála. Používá se u větších spádů (cca nad 20 m). U MVE se častěji uplatňuje přívod vody k rozváděcímu kolu pomocí otevřené kašny z důvodů jednoduchosti.

Samotná spirální skříň je tvořena nenáhlými přechodovými plochami zmenšujícího se průřezu, díky čemuž je zajištěno, že do všech rozváděcích kanálů je po celém obvodu přiváděn stejný průtok. Toto je velmi důležité, jak z hlediska hydraulického – aby byl zajištěn výše zmiňovaný plný vtok přetlakové turbíny, tak z hlediska konstrukčního, protože v případě nerovnoměrného přítoku vody do rozváděcího (a tím pádem i oběžného) kola, by docházelo k nadměrnému zatížení ložisek, ve kterých je uložena hřídel oběžného kola.

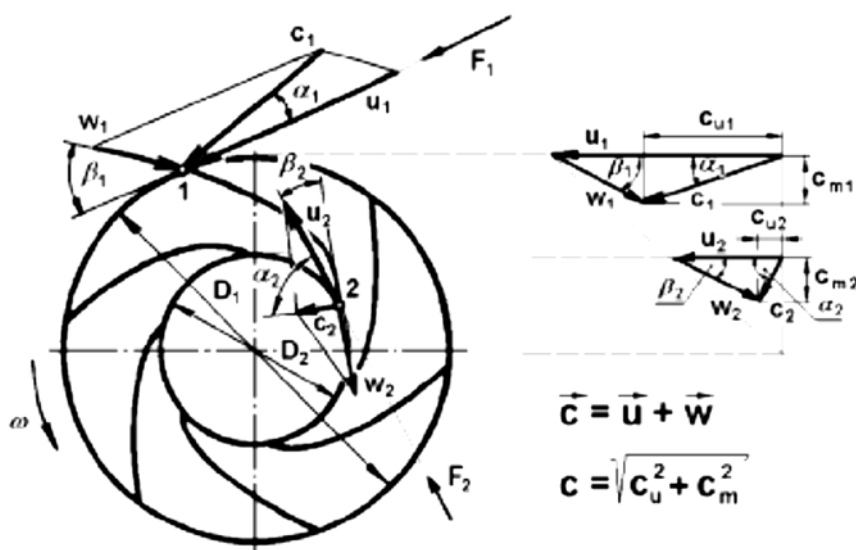
Dalším důležitým úkolem spirální skříň je, kromě rovnoměrného rozdělení průtoku rozváděcímu kolu, také správné nasměrování tohoto průtoku. Směr, kterým voda proudí do rozvaděče by se měl shodovat se směrem, kterým voda opouští průtočný prostor spirály. Spirála může být (v případě větších průtoků) vybavena výztužnými lopatkami, které jsou velmi podobné rozváděcím lopatkám a mají (kromě zlepšení tuhosti spirály) právě funkci směrování proudu do rozváděcího kola.



Obrázek 21 - Průřez spirální skříň [2]

## 3.2 Princip činnosti [3]

Transformace tlakové složky měrné energie vody na mechanickou probíhá u vodních turbín nepřímo, a to zprostředkovaně přes kinetickou měrnou energii. Tato přeměna probíhá v pohybuujícím se lopatkovém kanálu. Začíná na vstupní hraně oběžné lopatky (1) a končí na její hraně výstupní (2). Pro vodní turbíny je typické, že mají lopatkový kanál tvarovaný Kinematické poměry v lopatkovém prostoru oběžného kola radiální vodní turbíny jsou znázorněny na obr. 22.



Obrázek 22 - Kinematické poměry v oběžném kole radiální vodní turbíny

Pro zjednodušení předpokládáme, že proudění v lopatkovém kanálu dokonale kopíruje tvar oběžné lopatky. kinematické poměry jsou vyjádřeny pomocí těchto rychlostí, jejichž vektorový součet je vyznačen na obr. 22:

- 3)  $u$  – unášivá (obvodová) rychlost kapaliny
- 4)  $w$  – relativní rychlost kapaliny
- 5)  $c$  – absolutní rychlost kapaliny, která má navíc dvě (navzájem kolmé) složky:
  - $c_u$  – unášivou složku
  - $c_m$  – unášivou složku

Souvislost hybných složek absolutní rychlosti kapaliny na vstupu a výstupu oběžných lopatek s měrnou energií kapaliny lze určit ze změny hybnosti kapaliny v oběžném kole. Kapalina při průchodu lopatkovým prostorem oběžného kola mění svoji hybnost a tuto změnu lze vyjádřit jako:

$$F_1 - F_2 = Q_{\perp} \cdot \rho \cdot (c_{u1} - c_{u2}) \quad (23)$$

Výsledný moment působící na hřídel oběžného kola se poté určí z rovnice:

$$M = F_1 \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot \frac{D_2}{2} = Q_{\perp} \cdot \rho \cdot (R_1 \cdot c_{u1} - R_2 \cdot c_{u2}) \quad (24)$$

Díky úhlové rychlosti  $\omega = \frac{u}{R}$  tomuto tento moment generuje odpovídající výkon:

$$M \cdot \omega = Q_{\perp} \cdot \rho \cdot (u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}) \quad (25)$$

Člen v závorce vyjadřuje teoretickou měrnou energii turbíny  $E$ . Tento výkon, který přenáší kapalina skrz lopatky na oběžné kolo je roven dříve definovanému hydraulickému výkonu  $P_h = Q_{\perp} \cdot \rho \cdot E \cdot \eta_h$ . Po vyjádření platí tedy:

$$E \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (26)$$

Tato rovnice se označuje jako Eulerova energetická rovnice, která popisuje proces transformace měrné energie v oběžném kole při respektování hydraulických ztrát. Vyjadřuje teoretickou měrnou energii kapaliny pomocí unášivých složek absolutní rychlosti  $c_u$  a samotné unášivé rychlosti  $u$ .

Eulerova rovnice je pro hydraulický návrh stroje zásadní a váže spolu vstupní a výstupní rychlostní trojúhelník, čímž určuje vztah mezi úhly kapaliny a tím také odpovídající úhly oběžných lopatek.

Ze vstupního rychlostního trojúhelníku dostáváme pomocí kosinové věty:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (27)$$

a z výstupní identicky:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (28)$$

Po úpravách dále dostaneme:

$$\frac{1}{2} \cdot (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 + c_1^2 - c_2^2) = u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (29)$$

Z rychlostních trojúhelníků dále platí, že:

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u1} \quad (30)$$

a analogicky:

$$c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{u2} \quad (31)$$

Dosazením dostáváme identické vyjádření Eulerovy rovnice, a to ve formě tzv. průtokové rovnice turbíny:

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = E \cdot \eta_h \quad (32)$$

## 4 Hydraulický návrh Francisovy turbíny

V této části se již zaměřím na samotný hydraulický návrh malé Francisovy turbíny na zadané parametry (uvedené níže). Tyto parametry jsou zároveň jmenovitými parametry pro výslednou turbínu. Jedná se o nepřímou úlohu – pro zadané parametry je prováděn hydraulický návrh oběžného kola, rozváděcího kola a spirály.

Výsledkem jsou (kromě výpočtů) také výkresy hydraulického řešení, které jsem zpracovával v CAD software Autodesk Inventor Professional 2017, který mám ve studentské licenci díky Fakultě strojní k dispozici. Ještě si dovoluji poznámku, že výsledné výkresy jsou pouze výsledkem hydraulického návrhu, nejedná se o výrobní výkresy a ani k tomuto účelu nebyly kresleny, proto jsou na výkresech např. nulové tloušťky stěny náboje a věnce oběžného kola. Celkově jsou na výkresech uvedeny rozměry s přehnanou přesností (setiny mm). V případě reálných výrobních výkresů by reálná přesnost výroby odpovídala spíše jednotkám mm. Konstrukční řešení, ani reálnost výroby nebyla předmětem této práce, proto jsem se jimi nezabýval.

Zadané parametry:

$$Q_{\perp} = 1,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$H_n = 35 \text{ m}$$

$$n = 750 \text{ min}^{-1} = 12,5 \text{ s}^{-1}$$

$$\eta_{\perp} = 0,87$$

Dále je zadáno, že turbína má neprůchozí hřídel a spirála má být řešena jako svařenec.

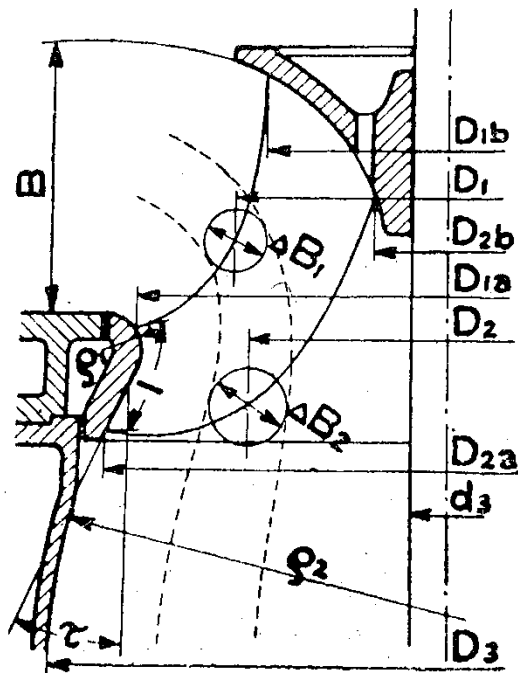
### 4.1 Oběžné kolo – hydraulický návrh [1]

Jako první se zaměřím na hydraulický návrh oběžného kola, jakožto nejhlavnější součásti Francisovy turbíny. Samotný hydraulický návrh se dá rozděluje do několika dílčích úkolů. Podle nich budu tedy dále postupovat na cestě ke zdárnému návrhu:

- a) Určení hlavních rozměrů meridiánového obrysu
- b) Určení tvaru obrysů věnce a náboje
- c) Určení tvaru průřezu vtokové a výtokové hrany oběžných lopatek v meridiánové rovině (nárýsně) a v půdorysu
- d) Určení počtu, polohy a tvaru oběžných lopatek

#### 4.1.1 Určení hlavních rozměrů meridiánového obrysu [1]

Jak jsem se již dříve zmiňoval nejprve se určí hlavní rozměry průtočného prostoru oběžného kola s meridiánovým řezu. V první řadě se jedná o průměry, na kterých se nacházejí koncové body (tedy vlastně průřečníky) vtokové a výtokové hrany s nábojem a věncem ( $D_{1a}, D_{1b}, D_{2a}, D_{2b}$ ). Dále se určuje vstupní výška průtočného kanálu  $B$ , ze které se později určuje výška rozváděcích lopatek. Poté se určuje délka  $l$  udávající v obloukové míře délku lopatky na věnci oběžného kola. Jako poslední se určí průměr  $D_3$  charakterizující průřez, kterým voda opouští průtočný prostor oběžného kola a vtéká do navazujícího průtočného prostoru sací trouby a spolu s ním úhel  $\tau$ , který určuje sklon, pod kterým přechází obrys od výstupní hrany lopatky k sací troubě. Tyto rozměry můžeme vidět na obr. 23.



Obrázek 23 - Hlavní rozměry meridiánového obrysu oběžného kola

K jejich určení jsem si pomohl dříve zmiňovanou teorií podobnosti. Nejprve jsem vypočítal měrné otáčky  $n_s$  dle Camerera a podle nich jsem interpolací určil příslušné hodnoty z tabulky, ve které jsou shrnuté hlavní rozměry Francisovy turbíny podle vzorů již realizovaných strojů různých strojíren z technické praxe. V tabulce jsou uvedeny směrné hodnoty specifických rychlostí a dalších výpočtových součinitelů pro turbínu s charakteristickým rozměrem oběžného kola  $D_{1a} = 0,4 \text{ m}$ , jelikož právě takto velká kola se často používají na zkušebnách.



$$n_s = \frac{n}{H_n} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot Q_{\perp} \cdot H_n \cdot \eta_{\perp}}{75}} = \frac{750}{35} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot 1,8 \cdot 35 \cdot 0,87}{75}} = 238,16 \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

Níže tedy uvádím tabulku 1 s výčtem mnou použitých hodnot k dalšímu postupu výpočtu hydraulického návrhu oběžného kola. Dle velikosti vypočtených měrných otáček uvádím tabulku pouze v rozsahu, který mě zajímá – tedy  $200 < n_s < 250$ .

| $n_s$              | 200   | 238,16 | 250   |
|--------------------|-------|--------|-------|
| $\eta_{\perp}$ (%) | 84    | 83     | 83    |
| $\lambda$          | 1,16  | 1,15   | 1,15  |
| $u'_{1a}$          | 0,84  | 0,92   | 0,94  |
| $u'_{1b}$          | 0,7   | 0,72   | 0,73  |
| $u'_{2a}$          | 0,75  | 0,84   | 0,87  |
| $u'_{2b}$          | 0,44  | 0,46   | 0,46  |
| $\eta_h$ (%)       | 92    | 91     | 91    |
| $c'_{3\perp}$      | 0,202 | 0,227  | 0,228 |
| $B/D_{1a}$         | 0,22  | 0,25   | 0,26  |
| $l/D_{1a}$         | 0,139 | 0,134  | 0,132 |
| $\tau$             | 8     | 12     | 13    |

Tabulka 1 - Výčet hodnot pro výpočet hlavních rozměrů Francisovy turbíny

Dle těchto směrných hodnot jsem následně vypočítal hlavní rozměry oběžného kola, počínaje průměry koncových bodů vtokové a výtokové hrany. Nejprve ze specifických obvodových rychlostí stanovíme ty skutečné.

$$u_{1a} = u'_{1a} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 24,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (34)$$

$$u_{1b} = u'_{1b} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 0,72 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 18,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

$$u_{2a} = u'_{2a} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 0,84 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 22,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (36)$$

$$u_{2b} = u'_{2b} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 0,46 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 11,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (37)$$

Z těchto obvodových rychlostí poté za znalosti otáček určíme odpovídající průměry.

$$D_{1a} = \frac{u_{1a}}{\pi \cdot n} = \frac{24,01}{\pi \cdot 12,5} = 0,61147 \text{ m} = 611,47 \text{ mm} \quad (38)$$

$$D_{1b} = \frac{u_{1b}}{\pi \cdot n} = \frac{18,94}{\pi \cdot 12,5} = 0,48239 \text{ m} = 482,39 \text{ mm} \quad (39)$$

$$D_{2a} = \frac{u_{2a}}{\pi \cdot n} = \frac{22,05}{\pi \cdot 12,5} = 0,56160 \text{ m} = 561,60 \text{ mm} \quad (40)$$

$$D_{2b} = \frac{u_{2b}}{\pi \cdot n} = \frac{11,93}{\pi \cdot 12,5} = 0,30380 \text{ m} = 303,80 \text{ mm} \quad (41)$$

Poté dle poměru určíme vstupní výšku průtočného kanálu  $B$ .

$$B = \frac{B}{D_{1a}} \cdot D_{1a} = 0,25 \cdot 611,47 = 153,19 \text{ mm} \quad (42)$$

A analogicky také délku lopatky na věnci  $l$ .

$$l = \frac{l}{D_{1a}} \cdot D_{1a} = 0,134 \cdot 611,47 = 81,73 \text{ mm} \quad (43)$$

Dále jsem určil průměr  $D_3$  určující výstupní průměr oběžného kola. Pro neprůchozí hřídel platí následující rovnice. Nejprve se určí průtoková rychlost  $c_{3\perp}$ .

$$c_{3\perp} = \sqrt{c_{3\perp}'^2 \cdot 2 \cdot g \cdot H_n} = \sqrt{0,227^2 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 5,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (44)$$

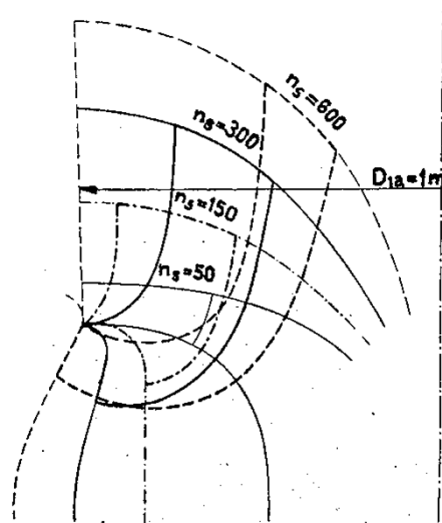
Poté se z ní určí průměr  $D_3$ . Zde si dovolím malé zjednodušení. Při hydraulickém řešení by se mělo správně počítat s průtokem větším než  $Q_{\perp}$  (průtok vody oběžným kolem), jelikož průtok rozváděčem (potažmo spirálou)  $Q$  je zvětšený o objemové ztráty  $q$ . Já si dovolím (podobně jako většina autorů) tyto drobné ztráty zanedbat.

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\perp}}{\pi \cdot c_{3\perp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8}{\pi \cdot 5,96}} = 0,62005 \text{ m} = 620,05 \text{ mm} \quad (45)$$

A jako poslední úhel  $\tau = 12^\circ$ , který vyšel přímo z interpolace a je uvedený přímo v tabulce 1. Nyní máme určeny všechny hlavní rozměry oběžného kola.

#### 4.1.2 Určení tvaru obrysů věnce a náboje [1]

Po úspěšném určení hlavních rozměrů oběžného kola následuje určení tvaru obrysů věnce a náboje. Určitým vodítkem je obr. 24 (díky dříve vypočteným měrným otáčkám).

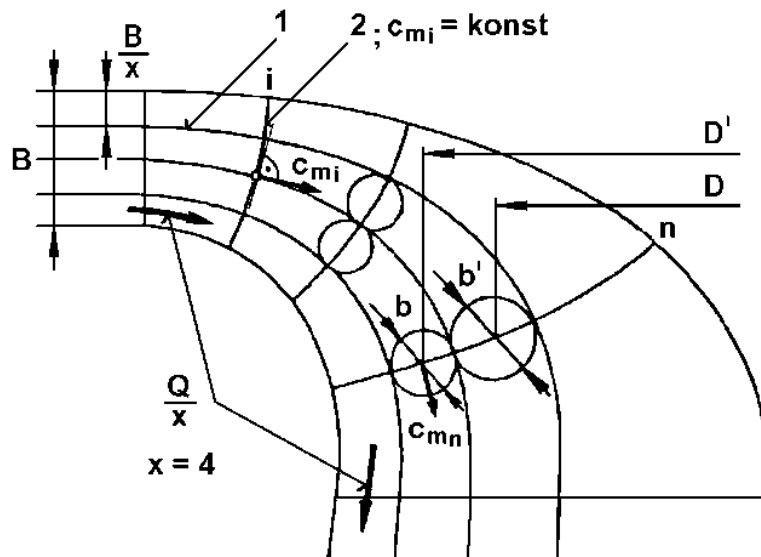


Obrázek 24 - Souvislost tvaru meridiánového průřezu průtočného průřezu s měrnými otáčkami

Nejprve si vyznačíme vypočítané průměry a vypočtenou vstupní výšku průtočného kanálu a zkusmo vedeme jeden nebo dva kruhové oblouky (nebo jako v mém případě

obecnou křivkou spline) od horního okraje rozváděcího věnce k ose kola (v případě neprůchozího hřídele) a nakreslíme tak tvar obrysu náboje. To samé provedeme i pro věnec – ze spodního okraje rozváděcího věnce nakreslíme nenáhlý přechod končící průměrem  $D_3$ . Obrys věnce jsem vyřešil použitím kruhového oblouku a koncovou část (od výtokové hrany lopatky k savce) pomocí přímky.

Další postup spočívá v aplikaci teorie jednorozměrného proudění. Ta předpokládá, že vodní částice při průtoku oběžným kolem po proudnici, která je šroubovitě položena na rotační proudové ploše. Můžeme tedy rozdělit průtočný prostor oběžného kola na  $x$  (v mém případě  $x = 4$ ) elementárních prvkových proudů. V každém prvkovém proudě poté protéká stejný průtok  $\Delta Q$  – vyjádřený rovnicí (47). Rotační proudové plochy se proto v meridiánovém řezu průtočným prostorem oběžného kola jeví jako proudnice tvořené obecnou křivkou (v mém případě jsem opět použil křivku spline).



Obrázek 25 - Rozdělení průtočného prostoru prvkovými proudy [3]

Díky platnosti rovnice kontinuity platí pro každý prvkový proud následující [3]:

$$\Delta Q = \frac{Q_{\perp}}{x} = \pi \cdot D \cdot b \cdot c_{mn} \quad (46)$$

Dalším předpokladem je konstantní meridiánová rychlost  $c_{mn} = konst$  podél normály (křivky kolmé na proudnice – tuto křivku jsem opět nakreslil pomocí křivky spline). Tento předpoklad nám určuje odlehlosti jednotlivých prvkových proudů. [3]

$$\pi \cdot D \cdot b \cdot c_{mn} = \pi \cdot D' \cdot b' \cdot c_{mn} \quad (47)$$

Po úpravě tedy platí následující podmínka [3]:

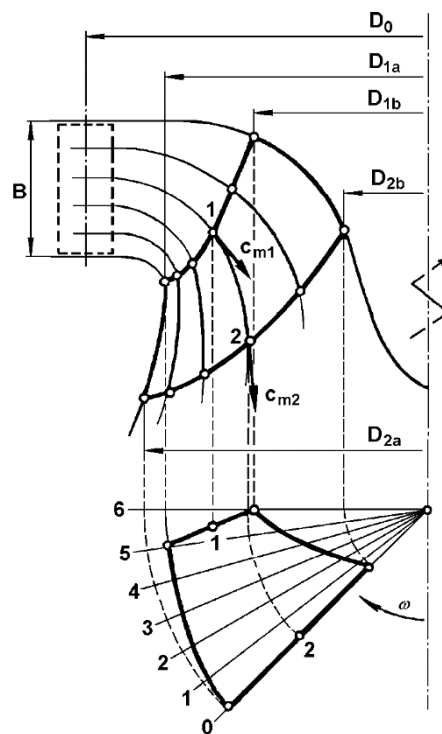
$$D \cdot b = D' \cdot b' = konst \quad (48)$$

Tím je tedy plně určen průtočný prostor oběžného kola.

### 4.1.3 Určení tvaru průřezu vtokové a výtokové hrany [1]

Následuje určení samotného tvaru oběžné lopatky. Nejprve tedy zvolíme polohu vtokové (1) i výtokové hrany (2) v nárysu (meridiánovém řezu) a to pomocí obecných křivek (v mém případě opět křivek spline). Toto určení je libovolné a člověk zabývající se návrhem se může inspirovat obrázkem 24 a v návaznosti na dříve vypočtené měrné otáčky zvolit vhodný tvar vtokové a výtokové hrany. Jak jsem již dříve uvedl s rostoucí rychloběžností se pokládá zejména vtoková hrana oběžné lopatky, čímž je zajištěn lepší přechod lopatkové plochy ve výtokovou hranu. Zároveň je tato volba podmíněná určitou zkušeností a také zvyklostmi strojírní, která tuto turbínu bude vyrábět.

Vzhledem k mým nulovým zkušenostem s návrhem vodní turbíny jsem tuto volbu provedl právě pomocí měrných otáček, s tím, že jsem volil tvar velmi podobný tomu při  $n_s = 300 \text{ min}^{-1}$ .



Obrázek 26 - Meridiánový a půdorysný obrys oběžné lopatky [3]

Následuje zobrazení vtokové a výtokové hrany v půdorysu. Nakreslíme si několik (v mém případě 9) přímek, které jsou od sebe navzájem odkloněny o stejný úhel, a to v mém případě jsem s ohledem na vhodnou délku lopatky zvolil rozpětí  $5^\circ$ . Tyto přímky představují meridiánové roviny, které procházejí osou oběžného kola, a proto se v půdorysu promítají jako přímky. Výtoková hrana leží přímo v meridiánové rovině, a proto se promítá jako přímka (v mém případě kolineární přímkou 0).

Vtoková hrana se oproti tomu volí dle toho, jestli se jedná o kolo rychloběžné či nikoliv. U rychloběžných turbín s nakloněnou vtokovou hranou ( $D_{1b} < D_{1a}$ ) leží vtoková hrana buď také (jako má výtoková hrana) v meridiánové rovině, a proto se v půdorysu promítá opět jako přímka procházející osou oběžného kola nebo má obecný průběh a v půdoryse se promítá jako přímka rovnoběžná s osou oběžného kola. Vzhledem k tomu, že se nejedná o nikterak extrémně rychloběžnou turbínu, volil jsem možnost číslo dvě – nakloněnou vtokovou hranu, a to tak, že koncový bod náležící věnci ( $D_{1a}$ ) leží právě v rovině 7 a analogicky koncový bod odpovídající náboji ( $D_{1b}$ ) protíná rovinu 8. Volil jsem tak proto, aby se zkrátila délka lopatky u věnce, vzhledem k hodnotě měrných otáček. Tím je plně určena poloha vtokové a výtokové hrany v půdorysu a nárysu.

#### 4.1.4 Určení počtu, polohy a tvaru oběžných lopatek [1]

Posledním dílčím úkolem je určení počtu, polohy a tvaru oběžných lopatek. Nejprve si tedy určím počet lopatek, který lze u Francisovy turbíny volit za pomoci charakteristického rozměru, tedy průměru  $D_{1a}$ . Tato volba je do jisté míry korigována empirickými zkušenostmi. Dle [3] lze použít s úspěchem rovnici 50 uvedenou níže.

$$z_0 = 12 + 0,005 \cdot D_{1a} = 12 + 0,005 \cdot 611,47 = 15,06 \quad (49)$$

Já ale s ohledem na kontrolu součinitele zúžení  $k_2$ , který později použiji při určování rychlostních trojúhelníků, a tloušťku lopatky, kterou volím  $s = 6 \text{ mm}$  dle [2], volím počet oběžných lopatek  $z_0 = 13$ . Menší počet lopatek má také za následek větší hltlost turbíny vlivem menšího zúžení průtočného průřezu.

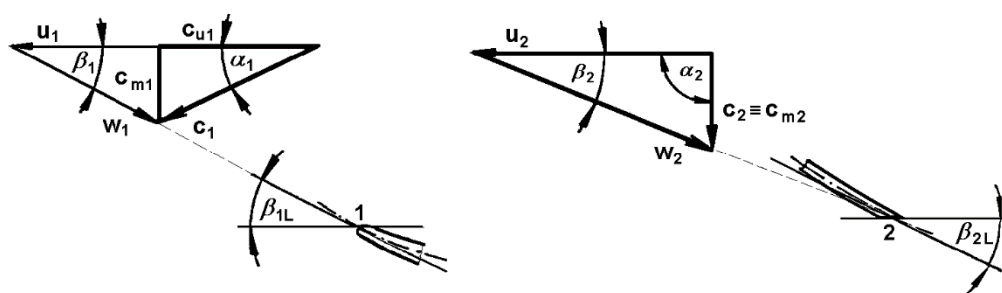
Následuje řešení samotného tvaru oběžné lopatky, tedy jejího zakřivení mezi vtokovou a výtokovou hranou. Tato problematika se řeší na náhradních kuželových plochách, neboť řešení na obecně prostorově zakřivených proudových plochách by vyžadovalo náročné prostorové řešení, poněvadž tyto obecně proudové plochy nejsme schopni rozvinout do roviny. Navíc se použitím náhradních kuželových ploch dopouštíme pouze zanedbatelné chyby. Náhradní kuželová plocha se volí tak, aby byla tečná k dané proudové ploše  $I - V$  v průsečíku s výtokovou hranou (na výkrese DP-001 označeny  $I_2 - V_2$ ) a v nárysu se promítá pouze jako přímka odkloněná od osy oběžného kola pod úhlem  $\varphi_I - \varphi_V$ . Na náhradní kuželové plochy si vyneseme průsečíky vtokové hrany s příslušnými proudnicemi (na výkrese DP-001 označeny  $I_1 - V_1$ ) a to pomocí

délky oblouku, který je vymezen v nárysně na ploše lopatky právě vtokovými a odpovídajícími si výtokovými body (např. pro proudnici  $V$  se jedná o délku oblouku  $\widehat{V_1V_2}$ ). Tím vzniknou promítnuté body, které jsem na výkrese označil  $I'_1 - V'_1$ .

Nyní si určíme vstupní a výstupní úhel oběžné lopatky. Ty vyjdou po správném určení rychlostních trojúhelníků. Ty musí vyhovovat Eulerově rovnici a pro bezrotační vstup ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ,  $c_{u2} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ) má dle [3] tvar:

$$E \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} \quad (50)$$

A tudíž tvar lopatky závisí pouze na dodržení vstupního úhlu lopatky ( $\beta_{1L}$ ) a výstupního úhlu lopatky ( $\beta_{2L}$ ).



Obrázek 27 - Rychlostní trojúhelníky lopatky na proudové ploše [3]

Nejprve se tedy budu zabývat vstupními úhly lopatky. Pro to, abychom je určili potřebujeme určit obvodové rychlosti v již zmíněných průsečících vtokové hrany a příslušných proudnic ( $I_1 - V_1$ ). Potřebujeme zjistit průměry, na kterých leží příslušné body. Pro bod  $I_1$  tedy bude výpočet vypadat následovně:

$$u_{I1} = \pi \cdot D'_{I1} \cdot n = \pi \cdot 0,61147 \cdot 12,5 = 24,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (51)$$

Dále příslušným bodem vedeme normálu a pomocí znalosti plochy (vepsaná kružnice o poloměru  $b_{I1}$  jejíž střed leží na průměru  $D_{I1}$  procházející právě příslušným bodem  $I_1$ , která není na výsledném výkrese z důvodu přehlednosti nakreslena) prvkového proudu a průtočného množství v prvkovém proudu dle rovnice (47) zjistíme meridiánovou rychlost v tomto bodě:

$$c_{mI1} = \frac{Q_{\perp}}{x \cdot \pi \cdot D_{I1} \cdot b_{I1}} = \frac{1,8}{4 \cdot \pi \cdot 0,60304 \cdot 0,03719} = 6,39 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (52)$$

Z upravené Eulerovy rovnice plyne vztah pro unášivou složku absolutní rychlosti. Hodnotu hydraulické účinnosti určím dle tabulky uvedené dříve. [3]

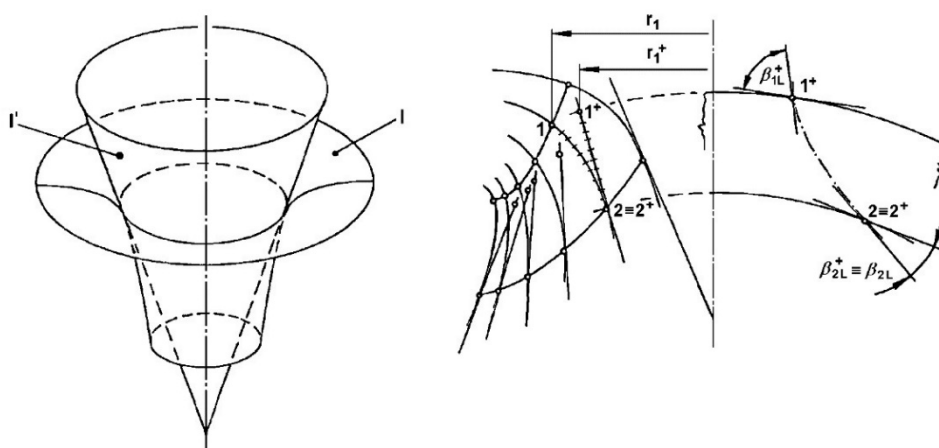
$$c_{uI1} = \frac{E \cdot \eta_h}{u_{I1}} = \frac{9,81 \cdot 35 \cdot 0,91}{6,39} = 13,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (53)$$

Na vstupní ploše platí, že  $\beta_{1LI} \equiv \beta_{1I}$ , jelikož úhel, pod kterým voda dopadá na lopatku je roven právě vstupnímu úhlu lopatky. Dále již můžeme ze vstupního rychlostního trojúhelníku napsat jednoduchý goniometrický vztah, ze kterého pak již bez problémů vypočítáme vstupní úhel lopatky na proudnici  $I$  dle [3]:

$$\operatorname{tg} \beta_{1I} = \frac{c_{m1I}}{u_{1I} - c_{u1I}} \quad (54)$$

$$\beta_{1LI} = \beta_{1I} = \operatorname{arctg} \left( \frac{c_{m1I}}{u_{1I} - c_{u1I}} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{6,39}{24,01 - 13,05} \right) = 30,22^\circ \quad (55)$$

Nyní je nutné určit korigovanou hodnotu vstupního úhlu lopatky na náhradní kuželové ploše, kterou následně použijeme pro návrh tvaru lopatky na rozvinuté náhradní kuželové ploše. Jelikož se proudnice směrem k vtokové hraně lopatky od příslušných náhradních kuželových ploch oddalují, je hodnota vstupního úhlu lopatky na této rozvinuté ploše odlišná od té, kterou jsme právě vypočítali. Toto neplatí pro výstupní úhel  $\beta_{2L}$ , který se proto tímto způsobem korigovat nemusí – viz obrázek 28.



Obrázek 28 - Znázornění proudových ploch [3]

$$\operatorname{tg} \beta'_{1LI} = \operatorname{tg} \beta_{1IL} \cdot \frac{r_{I1}}{r'_{I1}} \quad (56)$$

$$\beta'_{1LI} = \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \beta_{1IL} \cdot \frac{r_{I1}}{r'_{I1}} \right) = \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg}(30,22^\circ) \cdot \frac{264,159}{305,735} \right) = 33,98^\circ \quad (57)$$

Takto zjištěné korigované (zpravidla o něco málo zvětšené) úhly později použijeme k nanesení tečen na vtokové hrany oběžných lopatek navržených na rozvinutých náhradních kuželových plochách. S tím, že ve směru k náboji se tato odchylka zmenšuje.

Pro ostatní body na vtokové hraně jsem postupoval analogicky, proto z důvodu přehlednosti uvedu výsledné hodnoty pouze do tabulky, kde:

| Průsečík | $u_{X1}$           | $c_{mX1}$          | $c_{uX1}$          | $\beta_{1LX}$ | $\beta'_{1LX}$ |
|----------|--------------------|--------------------|--------------------|---------------|----------------|
| č.       | $[m \cdot s^{-1}]$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | $[^\circ]$    | $[^\circ]$     |
| $I_1$    | 24,01              | 6,39               | 13,05              | 30,22         | 33,98          |
| $II_1$   | 21,57              | 7,03               | 14,52              | 44,91         | 49,93          |
| $III_1$  | 20,25              | 6,96               | 15,47              | 55,54         | 59,22          |
| $IV_1$   | 19,43              | 6,83               | 16,12              | 64,15         | 66,50          |
| $V_1$    | 18,94              | 6,76               | 16,54              | 70,39         | 71,08          |

Tabulka 2 - Výsledné hodnoty vstupních úhlů lopatky

Pro výtokovou hranu je postup úplně stejný s jednou výjimkou. Díky nulové unášivé složce absolutní rychlosti ( $c_{u2} = 0 m \cdot s^{-1}$ ) nám k určení výstupního stačí vypočítat pouze obvodovou a meridiánovou rychlost. Pro bod  $I_2$  tedy bude výpočet vypadat následovně:

Jako první se opět určí obvodová rychlost:

$$u_{I2} = \pi \cdot D'_{I2} \cdot n = \pi \cdot 0,56160 \cdot 12,5 = 22,05 m \cdot s^{-1} \quad (58)$$

Dále se analogickým postupem jako pro bod  $I_1$  určí meridiánová rychlost (proložením normály bodem  $I_2$  a následným vepsáním kružnice procházející bodem  $I_2$ ). Jediným viditelným rozdílem je, že uvažujeme součinitel zúžení vlivem tloušťky výtokového konce oběžné lopatky  $k_2 = 0,88$ . Volí se s ohledem na počet oběžných lopatek  $z_0 = 13$ . Meridiánovou rychlost tedy určíme ze vztahu:

$$c_{mI2} = \frac{Q_1}{x \cdot k_2 \cdot \pi \cdot D_{I2} \cdot b_{I2}} = \frac{1,8}{4 \cdot 0,88 \cdot \pi \cdot 0,52449 \cdot 0,03791} = 8,19 m \cdot s^{-1} \quad (59)$$

A následně opět z výstupního rychlostního trojúhelníku vyjádříme příslušnou goniometrickou funkci, ze které vypočteme příslušný výstupní úhel lopatky pro proudnici  $I$  dle [3]:

$$tg \beta_{2I} = \frac{c_{mI2}}{u_{I2}} \quad (60)$$

$$\beta_{2I} = \arctg \left( \frac{c_{mI2}}{u_{I2}} \right) = \arctg \left( \frac{8,19}{22,05} \right) = 20,36^\circ \quad (61)$$

Úhel, pod kterým vystupuje voda z oběžné lopatky, může být ovšem rozdílný od výstupního úhlu oběžné lopatky. Proto se v některých případech může provádět další korekce eliminující tuto nesrovnalost tím, že se hodnota výstupního úhlu oběžné lopatky



zvětší o  $2 \div 5^\circ$ . Já jsem tuto korekci ovšem neprováděl, jelikož její reálný vliv je víceméně zanedbatelný. Proto na výstupní hraně platí, že  $\beta_{2L} = \beta_2$ . Ani korekce není nutná, poněvadž náhradní kuželová plocha se dotýká proudnice právě na výtokové hraně.

Opět by byl výpočet pro všechny body výtokové hrany úplně analogický, proto si dovoluji z důvodu přehlednosti uvést vypočtené hodnoty do následující tabulky:

| Průsečík č. | $u_{x2}$           | $c_{mx2}$          | $\beta_{2LX}$ |
|-------------|--------------------|--------------------|---------------|
|             | $[m \cdot s^{-1}]$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | $[^\circ]$    |
| $I_2$       | 22,05              | 8,19               | 30,22         |
| $II_2$      | 18,94              | 8,52               | 44,91         |
| $III_2$     | 15,79              | 8,85               | 55,54         |
| $IV_2$      | 13,36              | 8,67               | 64,15         |
| $V_2$       | 11,93              | 8,51               | 70,39         |

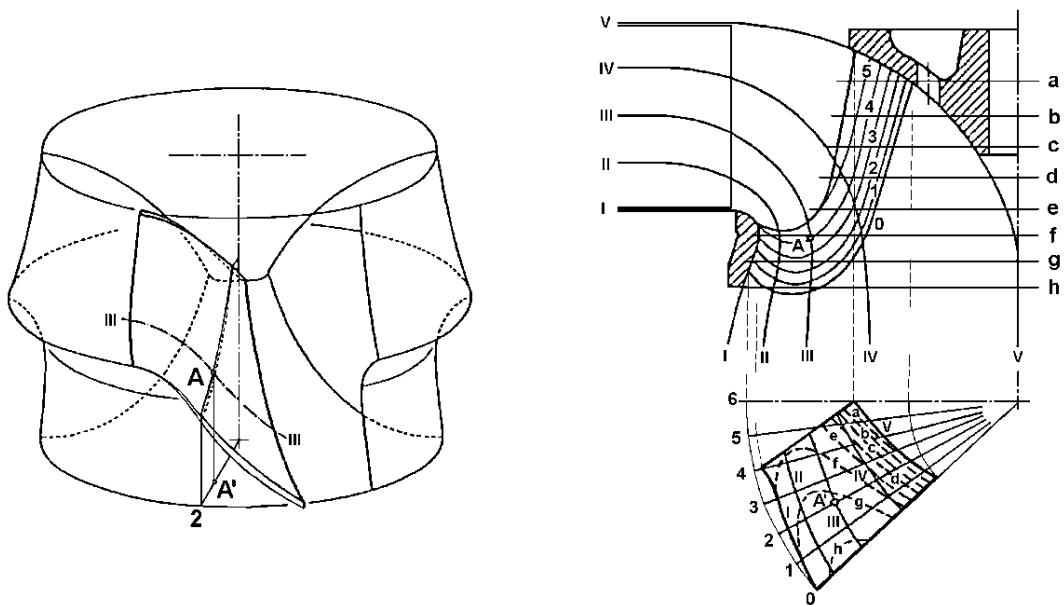
Tabulka 3 - Výslední hodnoty výstupních úhlů lopatky

Po úspěšném určení vstupních a výstupních úhlů oběžné lopatky na rozvinuté náhradní kuželové ploše nastává ta možná nejdůležitější část – a to návrh tvaru lopatky na těchto rozvinutých náhradních kuželových plochách.

Postup je takový, že si nejprve zjistíme (dle půdorysu lopatky) délku lopatku v tomto řezu. Výtoková hrana bude na všech plochách (díky předchozí volbě průmětu výtokové hrany v půdorysu) ležet na průsečíku vnitřního kruhového oblouku a průmětu roviny 0. Měnit se ovšem bude poloha vtokové hrany na každé proudnici. Např. u plochy  $V$  bude ležet na průsečíku vnějšího kruhového oblouku a průmětu roviny 8. Takto zjistíme na všech proudnicích příslušné průsečíky, kterými poté vedeme tečny k daným kruhovým obloukům. Poté narýsuje pod příslušnými vstupními a výstupními úhly úsečky, které nám následně pomohou sestrojít střednice profilů oběžných lopatek na těchto rozvinutých náhradních kuželových plochách. Existují pouze dvě zásady, podle kterých se tyto profily kreslí. První je, že musí vyhovovat Eulerově rovnici, čehož je zajištěno dodržáním vypočtených vstupních (respektive výstupních) úhlů. Druhá zásada říká, že lopatka musí přecházet ze vtokové na výtokovou hranu nenáhlým obloukem, aby nedocházelo ke zbytečným hydraulickým ztrátám. Tato volba je ve velkém podmíněna jistě empirií a zkušenostem. Nanesl jsem tedy tloušťku lopatky  $s$  na výstupu a na vstupu tloušťku trochu zvětšil, aby profil lopatky připomínal obtékaný letecký profil.

Profily jsou uvedeny na výkrese DP-001. Na každé rozvinuté náhradní kuželové ploše jsem nakreslil vždy profily dvou sousedních lopatek, aby byla zřetelně vidět jejich rozteč. Jak je vidno průtočný kanál je konfuzorový. Dále si můžeme všimnout, že se profil směrem od náboje k věnci značně mění, což je způsobeno rozdílnými kinematickými poměry u náboje a právě věnce. Profil má na ploše *V* dvojitě prohnutý tvar (jakési S) a postupně se toto prohnutí zmenšuje a na ploše *I* je již jen jednoduše prohnutý.

Následně se tyto profily (respektive rozměry, na kterých protíná profil lopatky danou promítnutou meridiánovou rovinu) přenášejí zpět na náhradní kuželové plochy v nárysu a opačným způsobem než dříve (pomocí obloukové míry) se tyto body přenášejí na samotné proudové plochy. Spojením těchto bodů vzniknou v nárysu plochy vyznačující řez lopatky meridiánovými rovinami 0 – 8. Jejich vykreslení na výkrese



Obrázek 29 - Prostorové situování lopatky a meridiánové a vrstevnicové řezy lopatkou [3]

DP-001 je takové, že viditelnou tenkou čarou a označením číslem bez dvojité čárky jsou hrany na přetlakové straně lopatky, zatímco čárkovanou tenkou čarou a označením s dvojitou čárkou jsou hrany na podtlakové straně lopatky.

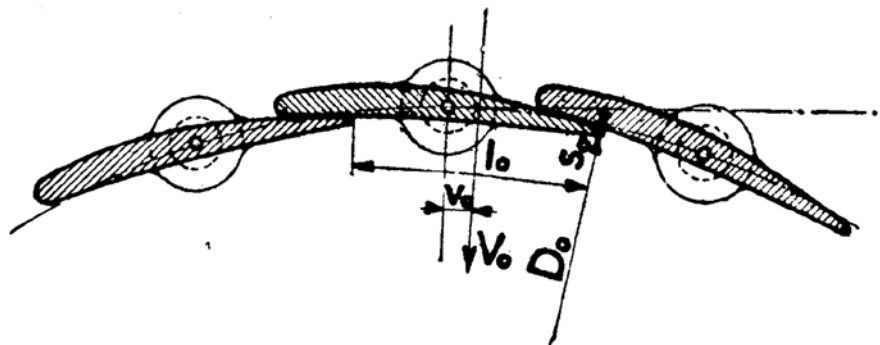
Pomocí metod konstruktivní geometrie se tyto body také přenesou na příslušné promítnuté meridiánové roviny (0 – 8) v půdorysu a vznikne tak úplný půdorys lopatky s řezy, které odpovídají jednotlivým proudovým plochám (*I – V*), které jsem v půdorysu nakreslil vpravo dole.

Poslední věc, kterou při hydraulickém návrhu oběžného kola uskutečníme je, že provedeme řezy lopatky vrstevnicovými rovinami, jež se v nárysu promítají jako přímky kolmé na osu oběžného kola. Tyto roviny protínají výše zmiňované průměty řezů meridiánovými rovinami (0 – 8) a tyto průřečníky stejnou metodou jako předtím přenášíme do půdorysu. Tím získáme průměty řezů těchto vrstevnicových rovin s lopatkou. Na výkrese DP-001 jsou v půdorysu vlevo dole označené písmeny  $a - j$ . Tyto pak slouží k výrobě šablon pro výrobu šablon pro vyhotovení modelu lopatky a my je provádíme zejména pro kontrolu plynulosti plochy lopatky.

Tato graficko-početní metoda je sice starší, je ale naprosto názorná, a kromě samotného určení meridiánového obrysu a návrhu lopatkování nám popisuje proudové pole – tedy rozložení rychlostí a tlaků, díky čemuž je z didaktického hlediska vhodnější než moderní metody, využívající např. simulace proudění CFD v software Fluent.

## 4.2 Rozváděcí kolo – hydraulický návrh [2]

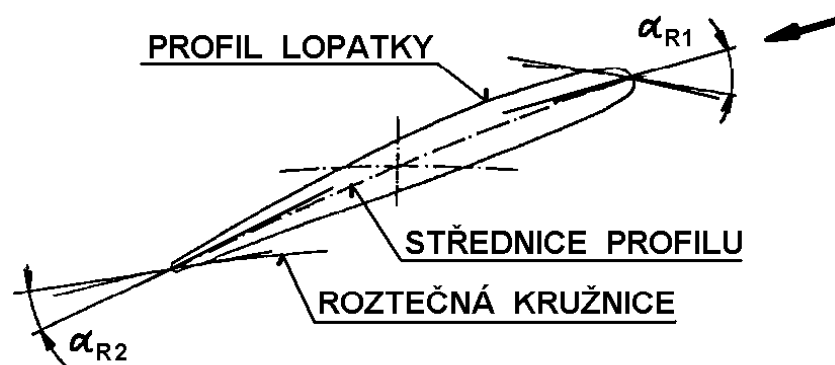
Další částí turbíny, jejímuž návrhu se budu věnovat, je rozváděcí kolo s natáčivými lopatkami dle způsobu Finkovy regulace. Účelem, je přivádět vodu k oběžnému kolu určitou rychlostí a určitým směrem, aby nedocházelo k již dříve zmíněným hydraulickým ztrátám rázem. Z toho plyne, že záleží pouze na výstupní části rozváděcích lopatky. Volba dalších částí lopatky je věcí volby a musí splňovat pouze podmínku, aby nezpůsobovala zbytečné hydraulické ztráty. Rozváděcí lopatky se také navrhují jako nezborčené. Zároveň však musí mít lopatkový kanál vždy konfuzorový (tedy zužující se) tvar. Tvar rozváděcích lopatek také výrazně ovlivňuje, jestli je do nich voda přiváděna spirálou (jako v mém případě) nebo obyčejnou kašnou – pak by měly opačné zakřivení.



Obrázek 30 - Rozváděcí lopatky při nulovém průtoku [1]

Nejprve se volí počet rozváděcích lopatek  $z_R$ . Ten se vždy volí větší, než počet oběžných lopatek  $z_O$ . Navíc se musí volit tak, aby se počty lopatek lišily v tom, jestli jsou sudé nebo liché. Lopatky pak vycházejí kratší, což má příznivý vliv z hlediska pevnostního. Jejich délka je dána požadavkem vzájemného překrytí pro úplné uzavření průtoku do oběžného kola. Já jsem tedy zvolil počet lopatek  $z_R = 16$ .

Dále se volí průměr  $D_o$ , na kterém budou ležet výtokové konce rozváděcích lopatek při jmenovitém průtoku, v návaznosti na průtočný prostor oběžného kola. Já jsem s ohledem na dispozici oběžného kola zvolil průměr  $D_o = 635 \text{ mm}$ , který je zakótovaný i na výkrese oběžného kola DP-001. Tento musí poskytovat dostatečný prostor, aby nedošlo k vzájemnému dotyku rozváděcích a oběžných lopatek, a to zejména při jejich maximálním otevření, respektive maximálním průtoku  $Q_{max}$ . Volba tohoto průměru musí také zajišťovat, aby na vstupu do oběžného kola nedocházelo k nadměrnému zakřivení proudnic. Poté je možné z hydraulického návrhu použít výšku rozváděcího kanálu  $B = 153,19 \text{ mm}$ . Výšku samotné rozváděcí lopatky by se poté volila o něco málo menší (cca  $1 \text{ mm}$  z každé strany), a to z konstrukčních důvodů.



Obrázek 31 - Profil rozváděcí lopatky s vyznačenými vstupními a výstupními úhly [3]

Konstrukční návrh ale opět nebyl předmětem této práce, proto při výpočtu budu uvažovat právě tuto výšku rozváděcích lopatek. Následuje tedy samotný hydraulický výpočet. Provede se opět pomocí jednorozměrné metody proudění.

Jako první jsem si vypočítal meridiánovou rychlost na konci rozváděcího lopatkového kanálu:

$$c_{m0} = \frac{Q_{\perp}}{\pi \cdot D_o \cdot B} = \frac{1,8}{\pi \cdot 0,635 \cdot 0,015319} = 5,89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (62)$$

Pro kontrolu této meridiánové rychlosti poté vypočítáme kontrolní specifickou meridiánovou rychlost:

$$c'_m = c_{m0} \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot H_n}} = 5,89 \cdot \frac{1}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35}} = 0,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (63)$$

To je dle [2] v souladu se směrnicí. Pro rychloběžnější Francisovy turbíny by se tato hodnota měla nacházet v rozmezí  $c'_m = 0,2 - 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Dále je pro stanovení výtokového úhlu rozváděcích lopatek  $\alpha_{R2}$  nutné určit unášivou složku absolutní rychlosti  $c_{u0}$  ve výstupním průřezu lopatkového kanálu rozváděcího kola (za pomoci již známé rychlosti a průměru příslušící bodu  $III_1$  na vtokové hraně oběžné lopatky):

$$c_{u0} = c_{uIII_1} \cdot \frac{D_{III_1}}{D_0} = 15,47 \cdot \frac{0,495}{0,635} = 12,05 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

Následuje samotný výpočet výtokového úhlu  $\alpha_{R2}$ . Je to ostrý úhel, který v koncovém bodě střednice profilu (tj. na výstupní hraně) svírá tečnu ke střednici profilu s tečnou ke kružnici mající střed v ose oběžného kola a procházející koncovým bodem střednice. Z vyšetřené meridiánové a unášivé složky absolutní rychlosti stanovíme goniometrickou funkci dle:

$$\text{tg } \alpha_{R2} = \frac{c_{m0}}{c_{u0}} \quad (65)$$

Po úpravě z ní pak vypočítáme po samotný výstupní úhel rozváděcí lopatky:

$$\alpha_{R2} = \text{arctg} \left( \frac{c_{m0}}{c_{u0}} \right) = \text{arctg} \left( \frac{5,89}{12,05} \right) \doteq 26^\circ \quad (66)$$

Jedná se o hodnotu pro jmenovitý průtok  $Q_\perp = 1,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Ještě musíme určit hodnotu tohoto úhlu odpovídající maximálnímu průtoku:

$$Q_{max} = \lambda \cdot Q_\perp = 1,15 \cdot 1,8 = 2,07 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (67)$$

Pro tento maximální průtok se hodnota výstupního úhlu lopatky stanoví ze vztahu:

$$\alpha_{R2max} = 1,23 \cdot \alpha_{R2} = 1,23 \cdot 26 \doteq 32^\circ \quad (68)$$

Dále se již může vypočítat činnou délku lopatky v zavřeném stavu  $l_0$  – viz obr. 30:

$$l_0 = \frac{\pi \cdot D_0}{z_R} = \frac{\pi \cdot 635}{16} = 124,68 \text{ mm} \quad (69)$$

Podle těchto vypočítaných údajů jsme již schopni určit zbylé parametry pro stanovení tvaru rozváděcí lopatky. Tedy průměr, na kterém leží osy čepů i průměr na kterém budou vstupní hrany rozváděcích lopatek. Tyto nám prostorovým řešením vyšly 710 mm respektive 780 mm.

Rozváděcí kanály se od vtoku k výtoku zužují bez náhlých změn, průtok je tedy konfuzorový. Kružnice vepsané stěnám mezilopatkového kanálu toto pouze potvrzují a jsou naznačené na výkrese DP-002 pro jmenovitý průtok. Na výkrese vlevo dole je vyznačený tvar rozváděcí lopatky, tak jak jsem jej navrhl.

Inspiroval jsem se profily uvedenými v [2], které nápadně připomínají profil zakřiveného leteckého profilu. Výstupní tloušťku lopatky jsem dle [1] volil  $s_0 = 4 \text{ mm}$  a díky tomu mi i vyšel rádius zaoblení výstupní hrany rozváděcí lopatky právě  $R2$ . Dále jsem uvažoval, že profil by měl být širší na vstupní hraně, a v místě, kde je osa čepu. Vstupní rádius zaoblení tedy vyšel  $R4$ . Vstupní úhel  $\alpha_{R1}$  jsem volil v návaznosti na hydraulické řešení spirály.

Na roztečné kružnici jsou naznačeny všechny tři uvažované polohy rozváděče:

- uzavřený průtok -  $Q = 0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- rozváděč otevřený na jmenovitý průtok -  $Q_{\perp} = 1,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- rozváděč otevřený na maximální průtok -  $Q_{max} = 2,07 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Poloha rozváděcí lopatky nastavené na jmenovitý průtok  $Q_{\perp}$  je zakótovaná pomocí zvolené základny rovnoběžné s těživou střednice, a tedy i osou procházející středem otáčení lopatky, nakreslenou na výkrese DP-002 čerchovanou čarou a označenou jako „Osa čepu“. Nalezení optimální polohy rozváděcích lopatek bude však s jistotou možné až při zkušebním provozu vyšetřované turbíny. Jedná se proto o teoretický hydraulický návrh, který je třeba potvrdit v reálných podmínkách.

### 4.3 Spirála – hydraulický návrh [1]

Jak jsem se již dříve zmínil pro menší spády (cca do 20 m) se užívá betonové kašny. Nad tyto spády se již uplatňuje spirály. Ta může být svařovaná z jednotlivých plechových segmentů (jako v mém případě) nebo odlívaná. Spirála v tomto případě na rozdíl od kašny obklopuje celé rozváděcí kolo a jejím hlavním úkolem je rovnoměrný přívod vody právě k rozváděcímu kolu. O této funkci již ale bylo dříve pojednáno.

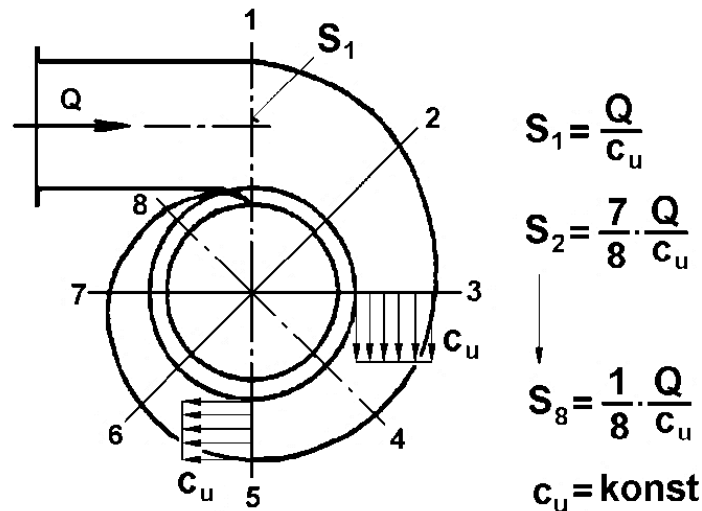
Spirální skříň je řešena s kruhovým průtočným průřezem bez výztužných lopatek. Začneme tím, že si určíme hydraulické poměry na vstupu do spirály. Dle spádu  $H_n = 35 \text{ m}$  odečteme z [2] hodnotu specifické rychlosti na vstupu do spirály  $c'_e = 0,215 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Pomocí této specifické rychlosti poté vypočteme skutečnou rychlost na vstupu do spirály [2]:

$$c_e = c'_e \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_n} = 0,215 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 35} = 5,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (70)$$

Díky této rychlosti za užití rce kontinuity poté můžeme určit vstupní průměr spirály:

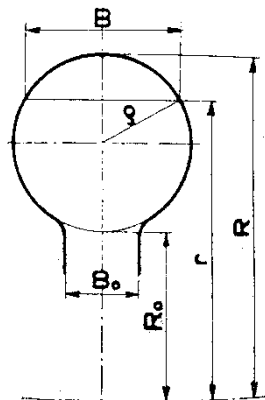
$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\perp}}{\pi \cdot c_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8}{\pi \cdot 5,63}} = 0,638 \text{ m} = 638 \text{ mm} \quad (71)$$

Připojovací rozměry přívodního hrdla spirály byly voleny v návaznosti na normalizovanou přírubu DN 600, PN 10 ( $D_e = 630 \text{ mm}$ ,  $D_i = 614 \text{ mm}$ ).



Obrázek 32 - Hydraulické řešení spirály – jednorozměrná metoda [3]

Dále budeme provádět návrh dle jednorozměrné teorie proudění. Ta předpokládá konstantní unášivou složku absolutní rychlosti ( $c_u = \text{konst}$ ) ve všech průřezech spirály. Tuto rychlost si tedy následně vypočítáme ze známého průřezu.



Obrázek 33 - Průřez spirály

$$c_u = \frac{4 \cdot Q_{\perp}}{\pi \cdot D_i^2} = \frac{4 \cdot 1,8}{\pi \cdot 0,614^2} = 6,08 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (72)$$

Rozdělíme si spirálu na několik průřezů (v mém případě po  $15^\circ$ , tzn. 24 průřezů s tím, že ten v pořadí 24. má nulový průřez – konec spirály). Dále volím vnitřní průměr spirály, tedy průměr o něco větší než vstupní hrana rozváděcích lopatek. V mém případě jsem zvolil  $d_0 = 2 \cdot R_0 = 810 \text{ mm}$ . Šířku vstupu pro všechny průřezy do rozváděcího kola volím dle rozváděcího kola  $B_0 \equiv B = 153,19 \text{ mm}$ .

Nyní si vypočítáme v závislosti na úhlu  $\varphi$ , který svírá daný průřez s průřezem vstupním. S tím tedy, že mezi vstupním průřezem a průřezem 1 jsem již uvažoval

zmenšení průřezu, které se při výpočtu projevilo, jako by byly tyto průřezy vzájemně pootočené právě o 15°. Tuto úvahu jsem zavedl z důvodu lepší stability proudění ve zužujícím se kanále. Proto jsem přírodní část spirály neudělal o konstantním průřezu. Následně si tedy určíme vnitřní poloměry  $\rho$  v závislosti na tomto úhlu. Např. průřez 1:

$$\rho_1 = \sqrt{\frac{(360-\varphi) \cdot Q_{\perp}}{360 \cdot \pi \cdot c_u}} = \sqrt{\frac{345 \cdot 1,8}{360 \cdot \pi \cdot 6,08}} = 0,30054 \text{ m} = 300,54 \text{ mm} \quad (73)$$

Pro lepší užití si z něj uděláme průměr.

$$d_{i1} = 2 \cdot \rho_1 = 2 \cdot 300,54 = 601,07 \text{ mm} \quad (74)$$

Tento průměr se s rostoucím úhlem zmenšuje, což kompenzuje objemový průtok, který již předchází částí spirály protekl do rozváděcího kola. Tím je zajištěn rovnoměrný průtok ve všech rozváděcích kanálech. Výpočet pro ostatní průřezy by byl analogický. proto jsem si jej opět dovolil shrnout do výsledné tabulky níže.

| Č. průřezu | $\varphi$ [°] | $S$ [m <sup>2</sup> ] | $\rho$ [m] | $d_{ix}$ [mm] |
|------------|---------------|-----------------------|------------|---------------|
| 1          | 15            | 0,296                 | 0,30054    | 601,07        |
| 2          | 30            | 0,271                 | 0,29393    | 587,86        |
| 3          | 45            | 0,259                 | 0,28717    | 574,34        |
| 4          | 60            | 0,247                 | 0,28025    | 560,50        |
| 5          | 75            | 0,234                 | 0,27316    | 546,31        |
| 6          | 90            | 0,222                 | 0,26587    | 531,74        |
| 7          | 105           | 0,210                 | 0,25838    | 516,76        |
| 8          | 120           | 0,197                 | 0,25066    | 501,33        |
| 9          | 135           | 0,185                 | 0,24270    | 485,41        |
| 10         | 150           | 0,173                 | 0,23448    | 468,95        |
| 11         | 165           | 0,160                 | 0,22595    | 451,89        |
| 12         | 180           | 0,148                 | 0,21708    | 434,16        |
| 13         | 195           | 0,136                 | 0,20784    | 415,68        |
| 14         | 210           | 0,123                 | 0,19817    | 396,34        |
| 15         | 225           | 0,111                 | 0,18800    | 376,00        |
| 16         | 240           | 0,099                 | 0,17725    | 354,49        |
| 17         | 255           | 0,086                 | 0,16580    | 331,60        |
| 18         | 270           | 0,074                 | 0,15350    | 307,00        |
| 19         | 285           | 0,062                 | 0,14013    | 280,25        |
| 20         | 300           | 0,049                 | 0,12533    | 275,73        |
| 21         | 315           | 0,037                 | 0,10854    | 234,45        |
| 22         | 330           | 0,025                 | 0,08862    | 187,88        |
| 23         | 345           | 0,012                 | 0,06267    | 130,35        |
| 24         | 360           | 0,000                 | 0,00000    | 0,00          |

Tabulka 4 - Výsledné hodnoty výpočtu průřezů spirály



Následně jsem průřezy nakreslil v příslušných rovinách a průměr jejich středu jsem určil tak, aby šířka vstupu do rozváděcího kola  $B_0$  vždy tvořila tětivu daného průřezu rovnoběžnou s osou celé spirály (stejně jako je to naznačeno na obrázku 33).

Dále se v [2] uvádí, že poslední partie průřezu se poněkud zvětšují (průřezy 20-23 jsem zvětšil o cca 10%), tím se kompenzuje tlaková ztráta, která je způsobená průtokem předchozích částí spirály. Dále jsem zanedbal kruhovou tětivu, kterou vytíná průřezu právě šířka vstupu do rozváděcího kola  $B_0$ . Tato změna má zanedbatelný vliv (jednotky procent) a mě díky použití jednorozměrné metody oproti metodě konstantního víru ( $c_u \cdot R = konst$ ) vyšly jednotlivé průřezy o něco málo zvětšené. Takže se toto zjednodušující zanedbání v podstatě ztratí.

Poslední věcí, která nám u spirály chybí je výpočet výstupního úhlu ze spirály (respektive vstupního úhlu rozváděcích lopatek)  $\alpha_{R1}$ .

Nejdříve si vypočítáme meridiánovou rychlost v průřezu 1.

$$c_{m1} = \frac{Q_1}{\pi \cdot d_0 \cdot B_0} = \frac{1,8}{\pi \cdot 0,810 \cdot 0,15319} = 4,62 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (75)$$

A dále díky znalosti  $c_u$  určíme pomocí jednoduché goniometrické funkce z rychlostního trojúhelníku úhel  $\alpha'_{R1}$ .

$$\operatorname{tg} \alpha'_{R1} = \frac{c_{m1}}{c_u} \quad (76)$$

$$\alpha'_{R1} = \operatorname{arctg} \left( \frac{c_{m1}}{c_u} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{4,62}{6,08} \right) = 37,22^\circ \quad (77)$$

Následně jsem pro kontrolu vypočítal, jak by tato hodnota vyšla pro druhou zmíněnou teorii návrhu, tedy teorii volného víru. K tomu bylo zapotřebí dopočítat si  $c_{u1}$ , jelikož podle této teorie není po celé délce spirály konstantní.

$$R = D_i + \frac{d_0}{2} = 614 + \frac{810}{2} = 1019 \text{ mm} \quad (78)$$

$$c_{u1} = c_u \cdot \frac{R}{R_0} = 6,08 \cdot \frac{1019}{405} = 15,30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (79)$$

Následně jsem opět vypočítal úhel  $\alpha''_{R1}$ .

$$\operatorname{tg} \alpha''_{R1} = \frac{c_{m1}}{c_{u1}} \quad (80)$$

$$\alpha''_{R1} = \operatorname{arctg} \left( \frac{c_{m1}}{c_{u1}} \right) = \operatorname{arctg} \left( \frac{4,62}{15,3} \right) = 16,80^\circ \quad (81)$$

Tato hodnota ale zase vyšla příliš malá hodnota. Proto jsem provedl zprůměrování obou hodnot, čímž vyšel výsledný úhel lopatky  $\alpha_{R1}$ :

$$\alpha_{R1} = \frac{\alpha'_{R1} + \alpha''_{R1}}{2} = \frac{37,22 + 16,80}{2} \doteq 28^\circ \quad (82)$$

Nyní mi hodnota již přišla jako rozumně velká a použil jsem ji pro výsledný návrh vstupní hrany rozváděcí lopatky.

Rozměry průtočné části spirály jsou nakresleny na výkrese DP-003. Pro informaci jsem zakótoval i rozměry navazujících částí turbíny. Na výkrese jsem též vpravo dole uvedl tabulku, kde jsou přehledně vyznačeny průměry jednotlivých průřezů a průměry na kterých leží středy kružnic, které tvoří průřezy spirály.

#### 4.4 Celkový výkres průtočné části

Posledním výkresem, který jsem v rámci této práce kreslil byl výkres DP-004, na kterém jsou zakótovány hlavní rozměry průtočné části navrhované Francisovy turbíny. Jedná se o vlastně takové situační shrnutí, nebo jakousi zjednodušenou sestavu, na které je dobře vidět, jak vzájemné dispozice jednotlivých částí turbíny.

## 5 Závěr

V této práci byl postupně popsán hydraulický návrh malé Francisovy turbíny, která by měla vyhovovat zadaným parametrům.

První část byla teoretická. Zabýval jsem se zde obecnou teorií týkající se vodních turbín. Jedná se vlastně o rešerši na téma využití vodní energie.

Dále jsem se již více zaměřil specificky právě na později navrhovaný typ vodní turbíny, a to Francisovu turbínu. Přehledně jsem sepsal určité odlišnosti, kterými se právě tento typ přetlakové vodní turbíny liší od ostatních. Snažil jsem se také detailněji rozvést funkce jednotlivých částí této vodní turbíny.

V poslední kapitole jsem se věnoval samotnému hydraulickému návrhu. Byl proveden s řadou zjednodušení za pomoci jednorozměrné teorie a sestával z návrhu dílčích částí vodní turbíny, a sice oběžného kola, rozváděcího kola a spirály. Výsledkem mého návrhu jsou čtyři výkresy, které přikládám jako přílohy k této závěrečné práci, které jsou uvedeny v seznamu příloh.

Jak již bylo zmíněno tato sice starší, ale o to názornější metoda mi velmi pomohla s lepší představou proudění a také lepším pochopením funkce hydraulických strojů (zejména vodních turbín). Velmi zajímavé bylo také to, že jsem výkresovou dokumentaci (jak jsem již zmínil) zpracoval za pomoci CAD software Inventor Professional 2017 od firmy Autodesk a mohl jsem tak sledovat odlišnosti v mém postupu návrhu a v postupu návrhu uvedeném v [1], který je cílen na ruční kreslení za pomoci tužky, pravítka, kružítko a dalších rýsovacích pomůcek.

# Seznam použité literatury

- [1] HÝBL, Jaroslav. *Vodní motory: Třetí díl*. Praha: Česká matice technická, 1928.
- [2] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 1954. Praha: SNTL, 1954.
- [3] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje, část vodní turbíny*. Praha: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 9788001052839.
- [4] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje: Technický průvodce sv. 70*. Praha: SNTL, 1992.
- [5] Dixon, S.L.. *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. 7. ed. Boston: Elsevier-Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-415954-9
- [6] ERÚ - *Roční zpráva o provozu elektrizační soustavy ČR za rok 2016* [online]. 2017 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: [https://www.eru.cz/cs/-/rz\\_es\\_2016](https://www.eru.cz/cs/-/rz_es_2016)
- [7] *Encyklopedie Energetiky: Energie řek a moří* [online]. ČEZ, a. s., 2017 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/vyzkum-a-vzdelavani/pro-pedagogy/materialy-pro-vyuku/tiskoviny/24.html>

# Seznam příloh

| Příloha číslo | Název  |
|---------------|--|
| 1             | Výkres DP-001: Oběžné kolo – hydraulické řešení    |
| 2             | Výkres DP-002: Rozváděcí kolo – hydraulické řešení |
| 3             | Výkres DP-003: Spirála – hydraulické řešení        |
| 4             | Výkres DP-004: Hlavní rozměry průtočné části       |