VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÍROVÉ TURBÍNY PRO KONKRÉTNÍ LOKALITU ČEZ, a.s

THE DESIGN OF SWIRL TURBINE FOR THE CONCRETE LOCALITY FOR ČEZ

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RADEK ŠEBELA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Radek Šebela

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

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

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

Návrh vírové turbiny pro konkrétní lokalitu ČEZ,a.s

v anglickém jazyce:

The design of swirl turbine for the concrete locality for ČEZ

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Průzkum lokality s podporou garanta z podniku ČEZ,a.s., shromáždění dostupných materiálů, provedení výpočetního návrhu s podporou charakteristiky vírové turbiny (stanovení ztrát, účinnosti, roční výroby) a konstrukční návrh.Student se zaměří na savku a její konstrukci a na její hydraulické parametry. Prověří variantní vícestrojové uspořádání. Provede úvahu využití jiného typu turbiny v dané lokalitě.

Cíle diplomové práce:

Na danou lokalitu která patří ČEZ,a.s. navrhnout vírovou turbinu (jeden či více strojů) tak, aby došlo k dobrému využití hydraulického potenciálu.
Podpora bude poskytnuta společností ČEZ,a.s.
Daný základní koncept konstrukčně zpracovat.

Seznam odborné literatury:

[1] Nechleba, M.: Vodní turbiny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

[2] Nechleba, M., Druckmuller, M.: Vodní turbiny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

[3] Haluza.M.: přednášky z předmětu Projektování a provoz tekutinových zařízení, akad. rok 2012/2013

[4] Lengyel, J.:Projektovanie vodných elektrární, skripta SVŠT Bratislava, 1963

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014. V Brně, dne 22.11.2013

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. Ředitel ústavu	prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h.c. Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem práce je návrh vodní turbíny k co nejlepšímu využití hydroenergetického potenciálu na lokalitu (jez na řece Úpě) zvolenou společností ČEZ, a.s a zvážení možnosti více strojového provedení. Jelikož jde o lokalitu s velmi nízkým spádem, byla zvolena technologie vírové turbíny v násoskovém uspořádání. Technologie vírové turbíny představuje novou modifikaci Kaplanovy turbíny, která nepotřebuje rozvaděč. Vírová turbína je charakteristická svojí hltností a vyššími otáčkami. Hlavní část práce je zaměřena na hydraulický návrh stroje.

Klíčová slova

Vírová turbína, malá vodní elektrárna (MVE), savka, hydraulický návrh

ABSTRACT

This thesis deals with the design of water turbine enabling optimal utilization of hydro-energetic potential of given location (barrage on Úpa river) chosen by ČEZ a.s. company. Moreover, the option of multi-unit layout is discussed. Because of the low-head profile of given location, the technology of swirl turbine in siphon configuration was chosen. Technology of swirl turbine presents new modification of Kaplan turbine with no need of guide vane. Swirl turbine is characterized by its high discharge and high speed. The main part of this thesis is focused on hydraulic design of the turbine.

Key words

Swirl turbine, small hydropower plant, draft tube, hydraulic design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠEBELA, Radek. *Návrh vírové turbíny pro konkrétní lokalitu ČEZ, a.s.* Brno 2014. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 76 s. příloh 7. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh vírové turbíny pro konkrétní lokalitu ČEZ, a.s** vypracoval (a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Bc. Radek Šebela

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Miloslavu Haluzovi CSc. za pomoc, ochotu a cenné rady při vypracování diplomové práce. Ing. Radku Veselému za cenné připomínky v průběhu psaní celé práce. Dále bych chtěl poděkovat doc. Ing. Vladimíru Habánovi Ph.D. za poskytnutí informací při řešení kontroly na dynamiku stroje.

OBSAH

ABSTRAKT 5
PROHLÁŠENÍ 7
PODĚKOVÁNÍ 8
OBSAH 9
A. ÚVOD 11
B. TEORETICKÁ ČÁST 12
1 Vodní elektrárny 12
1.1 Historie vodních elektráren 12
1.2 Vodní elektrárny v ČR 13
1.3 Množství využitelné energie v ČR 13
1.4 Současný stav v ČR 14
1.5 Realizace malých vodních elektráren 14
1.5.1 Investice výstavby a provozu MVE 14
1.5.2 Překážky při realizaci MVE 14
1.6 Ekologické aspekty MVE 15
1.7 Problematika velmi malých spádů u MVE 15
1.8 Zásady ekonomického hodnocení projektů 16
2 Technologie vírové turbíny 17
2.1 Základní úvaha principu vírové turbíny 17
2.2 Základní části vírové turbíny přímoproudé varianty 18
2.3 Varianty uspořádání vírové turbíny 18
2.4 Konstrukční varianty vírové turbíny 20
2.5 Výhody a nevýhody vírové turbíny 20
3 Popis zadané lokality - základní parametry 21
3.1 Technické parametry vodního díla 21
3.2 Hydrologické poměry 22
3.3 Pozorování a měření 22
C. PRAKTICKÁ ČÁST - NÁVRH STROJE 23
4 Hydraulický návrh 23
4.1 Křivka trvání průtoku 23
4.2 Křivka trvání spádu 23
4.3 Výkonová křivka 26
4.3.1 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm 27
4.3.2 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D = 500 mm 29
4.4 Koncept stroje 32
4.4.1 Hydraulické řešení násosky. 32

4.4.2 Hydraulické řešení savky 33
4.5 Kontrola stroje na kavitaci 34
4.6 Kontrola stroje na vtokové víry 35
4.7 Dimenzování zavzdušňovacího ventilu 37
5 Pevnostní výpočet 41
5.1 Hřídel 41
5.2 Výpočet (dimenzování) pera 42
5.3 Návrh převodu ozubeným řemenem 44
5.4 Návrh ložisek 49
5.4.1 Výpočet zátěžných sil 50
5.4.2 Výpočet reakcí v ložiskách 51
5.4.3 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení 52
5.4.4 Výpočet základní požadované dynamické únosnosti ložiska 53
5.4.5 Návrh kluzného ložiska 53
6 Elektrotechnocká část návrhu 56
6.1 Provoz elektromotoru 57
6.2 Připojení generátoru k síti 57
7 Česle 58
8 Odpuzovače ryb 61
8.1 Faktory ovlivňující chování ryb v elektrickém poli 61
D. ZÁVĚR 62
E. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 64
F. SEZNAM OBRÁZKŮ 67
G. SEZNAM GRAFŮ 67
H. SEZNAM TABULEK 68
I. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK 69
J. SEZNAM PŘÍLOH 76

A. ÚVOD

Koloběh vody v přírodě představuje nevyčerpatelný zdroj obnovitelné energie. Energie vodních toků se řadí k nejstarším a významnou roli má i dnes. Výroby elektrické energie je dosaženo odběrem energetického potenciálu vody z vodních toků prostřednictvím vodních elektráren.

Rostoucí spotřeba elektrické energie, tenčící se zásoby konvenčních zdrojů energie (uhlí, plyn, ropa) a stále častější kladení důrazu na ekologii přispívá k intenzivnějšímu využití obnovitelných („čistých“) zdrojů energie. Navíc Evropská unie jako celosvětový leader prosazuje plán, aby 20% z celkové vyrobené energie EU do roku 2020 připadalo na obnovitelné zdroje. Podíl byl rozpočítán mezi členské státy bez ohledu na reálný potenciál na základě HDP na obyvatele. Z toho pro ČR plyne závazek 13% výroby energie z obnovitelných zdrojů. Jedním z možných řešení je rekonstrukce starých a výstavba nových vodních elektráren.

Právě zmiňované vodní elektrárny kromě toho, že vyrábí „čistou“ energii, mají jinou specifickou a v současnosti velmi důležitou vlastnost. Turbíny vodních elektráren jsou schopny během několika málo vteřin najet z nulového na maximální výkon. Atomové ani tepelné elektrárny uvedenou schopnost rychlé změny výkonu nemají. Dnes, kdy dochází k jednorázovým nárazům spotřeby energie, přispívají vodní elektrárny k zachování dynamiky elektrické soustavy. Z tohoto hlediska jej jejich úloha nezastupitelná.

Při budování nových vodních děl se objevuje jedno omezení. To spočívá ve vyčerpání lokalit pro výstavbu velkých elektráren. Stále je mnoho míst, kde by bylo možné postavit malé vodní elektrárny (MVE). Jedná se o toky charakteristické malým spádem, kde se často používá Kaplanova turbína. Malý spád má ovšem za následek pokles vyrobeného výkonu. Investiční náklady těchto turbín jsou pro spády do 3 m vzhledem k životnosti a návratnosti tak vysoké, že by se stavba a provoz elektrárny nevyplatil. A tak se do popředí dostává rozvoj vodních turbín na malé toky se spádem od jednoho do tří metrů. Tento rozsah spádu splňuje nepřeberné množství řek.

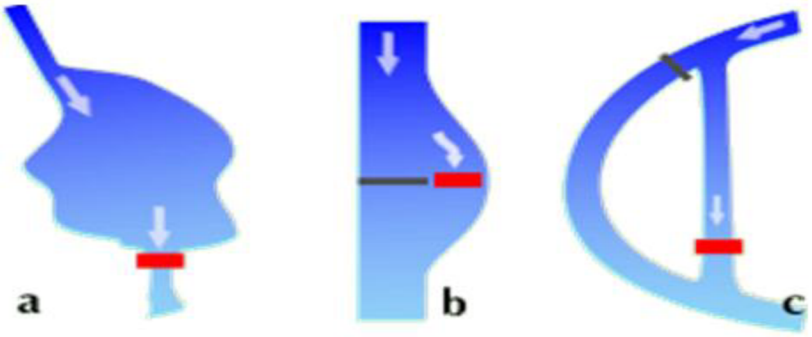
Cíle bylo dosaženo vědeckým týmem na VUT v Brně, který vyvinul novou technologii vírové turbíny. Z rozboru Eulerovi turbínové rovnice a analýzy proudění v savce vyšlo najevo, že je možné vyrobit turbínu pracující na opačném principu, než používají dosavadní stroje. Při srovnání s tradičními turbínami má vírová turbína při stejné účinnosti nižší výrobní a provozní náklady a vyšší provozní spolehlivost. Proto je investičně výhodná pro stavbu MVE.

B. TEORETICKÁ ČÁST

1 VODNÍ ELEKTRÁRNY

Vodní elektrárny je možné rozdělit podle několika charakteristických ukazatelů. Z hlediska stavební konstrukce a podle soustředění hydraulické energie rozeznáváme (viz obr.1) [29]:

- jezové, tj. s elektrárnou položenou v jezovém tělese, u nichž se spád získá vzdutím vody popřípadě snížením hladiny dolní vody.
- přehradové, u nichž se soustředění spádu a průtoku dosáhne vzdutím a akumulováním vody v přehradní nádrži.
- derivační, u nichž se soustředění spádu dosáhne umělým obvedením vody beztlakovým, nebo tlakovým přivaděčem.
- přečerpávací, speciální typ elektrárny sloužící ke skladování (akumulaci) elektrické energie prostřednictvím gravitační potenciální energie vody.



Obr. 1 Schémata rozdělení vodních elektráren podle stavební konstrukce a) přehradová, b) jezová, c) derivační [42].

Podle velikosti instalovaného výkonu dané ČSN (STN) 75 0128 Vodního hospodářství [1]:

- velké vodní elektrárny - instalovaný výkon nad 200 MW.
- střední vodní elektrárny - instalovaný výkon od 10 MW do 200 MW.
- malé vodní elektrárny (MVE) - instalovaný výkon do 10 MW. Ty dále dělíme na:
  - průmyslové vodní elektrárny - instalovaný výkon od 1 MW do 10 MW.
  - vodní minielektrárny - instalovaný výkon od 100 kW do 1000 kW.
  - vodní mikroelektrárny - instalovaný výkon od 35 kW do 100 kW.
  - domácí vodní elektrárny - instalovaný výkon do 35 kW.

1.1 Historie vodních elektráren

Vodní energie se řadí k nejstarším obnovitelným zdrojům energie. První zmínky jsou zaznamenány již ve starověku (r. 1000 př. n. l.), kdy se k přečerpávání vody do zavlažovacích kanálů využívala vodní kola (Čína, Egypt). Na našem území byl v roce 718 postaven na řece Ohři u Žatce mlýn poháněný vodní energií jako první ve střední Evropě. Nejčastěji nacházela vodní síla uplatnění ve mlýnech k drcení zrna, na pilách apod. Díky vodnímu kolu bylo možné ve středověku zřizování manufaktur, které se rozvíjely z řemeslné výroby. Další technický rozvoj byl do poloviny 19. století zaměřený pouze na zdokonalování stávajících typů vodních kol.

Rozhodující pro rozvoj vodních elektráren byl vznik vodních turbín, které tvoří základní část elektráren. Vývoj vodních turbín byl zpomalen vynálezem parního stroje. To způsobilo, že ekonomicky použitelné vodní turbíny byly vyvinuty až v polovině 19. století. První turbínu pro velké série vyvinul Američan James B. Francis v letech 1848-1849. Další

Američan Lester Allan Pelton vyvinul na principu vstřiku tlakové vody do miskových lopatek svoji turbínu. V roce 1912 v Brně vyvinul prof. Viktor Kaplan první vrtulovou turbínu (propeler) a v roce 1913 turbínu s natáčivými oběžnými lopatkami. Uvedené typy i nadále patří mezi základní. V průběhu let byly různě modifikovány a řešeny na soudobé technické úrovni. [14]

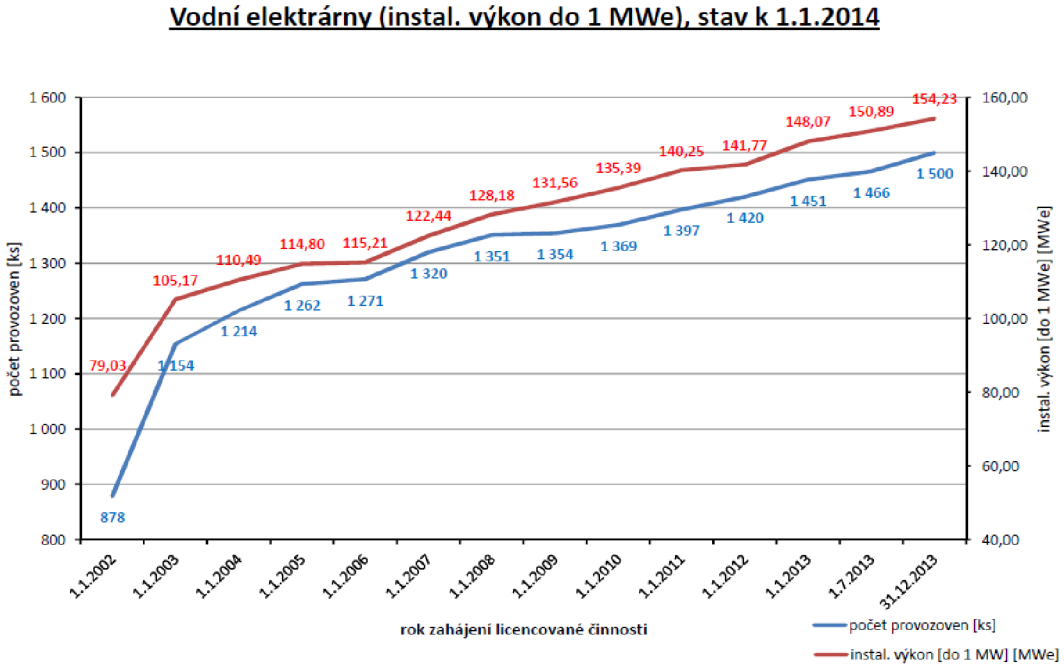
1.2 Vodní elektrárny v ČR

Větší vodní elektrárny v ČR se nachází především na přehradních nádržích. Celkem je na našem území 12 hydroelektráren (včetně elektráren přečerpávacích), které mají instalovaný výkon větší než 10 MW. Celkový instalovaný výkon, kterým tyto elektrárny disponují je přibližně 1,9 GW (1, 15 GW je v PVE). Z toho elektrárny tvořící tzv. Vltavskou kaskádu zaujímají bezmála 750 MW (včetně VE s instalovaným výkonem pod 10 MW).

V současnosti jsou stále častěji budovány malé vodní elektrárny (MVE). Dnes je v provozu zhruba 1 500 takových elektráren. Nachází se na drobných tocích, často s velmi malými spády. Bohužel řada z nich využívá zastaralou technologii. Proto se v současnosti řada těchto zařízení modernizuje. Jejich výhodou je, že MVE jsou rozptýleny po celé republice, takže jejich dodávky není nutno přenášet daleko za cenu ztrát v rozvodech. Případný výpadek některé z nich je z hlediska sítě nevýznamný. [15,30]

1.3 Množství využitelné energie v ČR

Vodní energie má největší podíl na výrobě elektřiny ze všech obnovitelných zdrojů energie (stav instalovaného výkonu vodních elektráren viz obr. 2). Množství využitelné energie vodního toku závisí na výškovém rozdílu (spádu, resp. vzájemném převýšení) dvou různých vodních hladin a množství protékající vody. Na celkovém instalovaném výkonu v České republice se vodní elektrárny podílejí zhruba 11% (2 216MW) a na výrobě elektřiny asi 3,63% (2940,7 GWh). Technicky využitelný potenciál našich toků je cca 3 384,6 GWh/rok. Z toho v malých vodních elektrárnách (MVE) je využitelné cca 1 570 GWh/rok. V současnosti využitý potenciál MVE zhruba činí 30%, tj. cca 500 GWh/rok. [31,33,34]



Obr. 2 Diagram vývoje instalovaného výkonu MVE v letech 2002 - 2014 [35].

1.4 Současný stav v ČR

V současnosti je potenciál vodních toků k výstavbám vodních děl vyčerpán. Naopak existuje řada lokalit vhodná k výstavbě MVE. Navíc po roce 1990 došlo k uvolnění podnikání v oblasti malých vodních elektráren. Omezení roční výroby elektřiny s hranicí 200 000 kWh/rok bylo zrušeno. Soukromí podnikatelé začali obnovovat a budovat MVE bez administrativních omezení, které se pojily s výší instalovaného výkonu a roční výroby elektřiny ve vhodných lokalitách. [14]

Z celkového počtu asi 1500 MVE je stále více jak 60% osazeno zastaralou technologií z rozmezí 20 - 50 let minulého století, což má za následek až 15% snížení účinnosti oproti technologii nové. Takto staré MVE nejsou schopné využít hydropotenciál ve své lokalitě a často nejsou schopny plnit ekologickou bezpečnost na říčním toku. [16]

1.5 Realizace malých vodních elektráren

Faktory, které v rozhodující míře ovlivňují provoz MVE jsou [16]:

1. výše nákladů na použité technologie,
2. hydrologické podmínky,
3. správná údržba a provádění oprav,
4. spolehlivost a kvalita zařízení,
5. stupeň bezobslužnosti,
6. tarifní sazba elektrické energie.

Velký vliv na cenu také ovlivňuje počet navrhovaných soustrojí a jejich výkon. Technická úroveň a stupeň regulovatelnosti soustrojí může právě umožnit provozní využití a to i v lokalitách s poměrně nízkým spádem.

1.5.1 Investice výstavby a provozu MVE

Pořizovací náklady obnovy nebo nové stavby lze rozdělit na náklady na pořízení přípravných akcí, projektovou dokumentaci a na investiční náklady. Náklady na pořízení díla se dále člení na [16]:

- stavební,
  - vzdouvací zařízení,
  - přiváděcí část (náhon, potrubí),
  - objekt elektrárny,
  - odpadní část (odpadní kanál),
  - stavební část pro provedení elektropřipojení,
- technologické,
  - strojní část (turbína, převodovka),
  - elektročást (generátor),
  - automatika (řídící a zabezpečovací systém, regulace hladiny).

1.5.2 Překážky při realizaci MVE

Jedná se převážně o překážky netechnického charakteru a lze je podle jejich povahy rozdělit do čtyř základních oblastí [16]:

- legislativní - vodohospodářské orgány schvalují stavbu na stávajícím vodohospodářském díle, popřípadě tam kde v minulosti bylo,
- překážky související se zvláštním charakterem lokality - plynou ze zvláštních předpisů, např. v chráněných územích atd.,

- majetkoprávní - spjaty se změnami majitelů v souvislosti s privatizacemi a restitucemi.,
- ekonomické - souvisí s optimální dobou návratnosti MVE, nejvíce ovlivňující výstavbu.

1.6 Ekologické aspekty MVE

Při výstavbě MVE vznikají, stejně jako u jiných vodohospodářských děl, ekologické vazby. Nelze se zcela vyvarovat zásahům do přírody vyvolaných stavbou přivaděčů, zařízením staveniště a vlastní stavební jámou MVE. Některé dopady jsou přechodné (např. stavební komunikace), jiné mají charakter trvalý. Ekologické dopady lze v podstatě rozdělit do dvou skupin: na dopady dotýkající se člověka a dopady dotýkající se přírody. Takto zavedené skupiny lze dále členit na lokální a globální. Lokální aspekty jako je vliv toku a kvalita podzemních vod není možné opomíjet. Dominance přesto zůstává na straně aspektů globálních, které u hydroenergetických děl vyplývají z výhod využívání vodní energie oproti jiným technicky dosažitelným energetickým zdrojům. [16,17]

Konkrétní výhody vodních elektráren jsou [16,34]:

- vodní energie je nevyčerpatelným zdrojem energie
- při výrobě elektrické energie nejsou produkovány žádné emise,
- neznečišťují krajinu (např. těžba uhlí a její doprava),
- neznečišťují povrchové a podzemní vody,
- jsou bezodpadové (radioaktivní odpad, popílek, smog),
- nezávislé na importu surovin (ropa, plyn),
- trvale neničí přírodní prostředí (zástavba půdy) jenom jej transformují (vytvářením vodních ploch).

Problematika výstavby vodních elektráren řeší [16,17,34]:

- časová a finanční náročnost projektové fáze,
- vysoké investiční náklady,
- dopady na faunu a floru,
- vliv výstavby na ráz krajiny (viz. Přečerpávací elektrárna Dlouhé stráně),
- hydrologii vodního toku odběrem části mechanické energie vodního toku,
- akustický projev provozu,
- nebezpečí úniku ropných produktů (maziva).

Výše naznačené problematické body poukazují možnosti dopadů na životní prostředí. Lze jim však předcházet vhodně provedeným projekčním návrhem, který zohlední využití moderní a spolehlivější techniky.

1.7 Problematika velmi malých spádů u MVE

Při projekčním návrhu MVE je nutno brát v potaz možnost kolísání hladiny v závislosti na průtoku. To znamená, že při nárůstu výšky spodní hladiny (povodňová situace) bude muset být elektrárna odstavena v důsledku ztráty spádu. Možností jak navýšit spád je instalace jezových klapek na korunu, nebo výstavba derivačního a odpadního kanálu podél vodního toku. To samozřejmě znamená značný nárůst nákladů. Je nutno poznamenat, že min. hydroenergetický využitelný spád u Kaplanovy turbíny činí 1,5m. Proto se stále častěji uplatňuje nová technologie vírové turbíny, která dokáže pracovat se spády okolo 1m. [18]

1.8 Zásady ekonomického hodnocení projektů

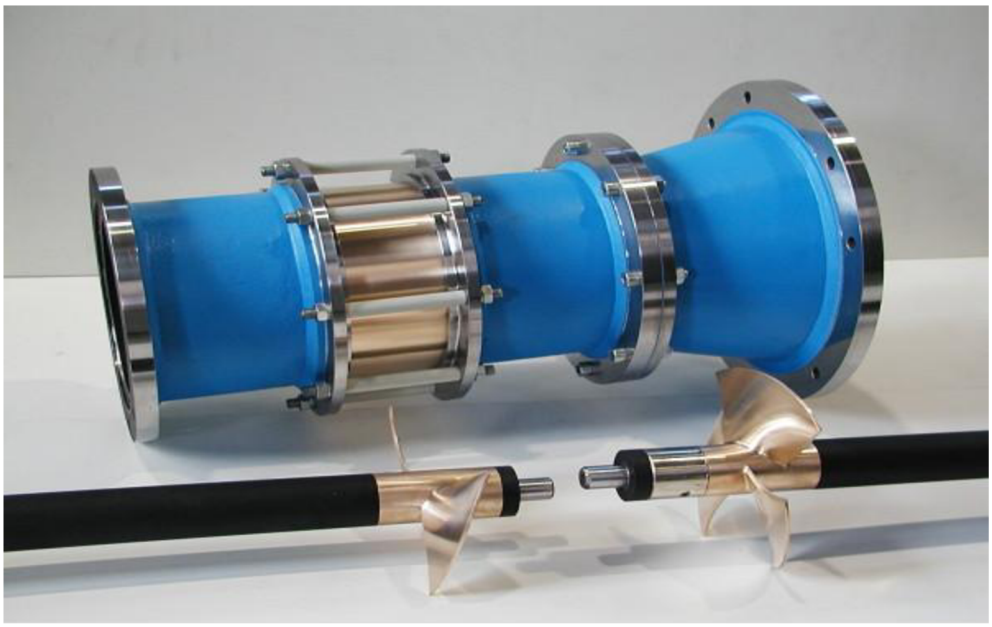
Při zhodnocení ekonomické efektivnosti projektů je nutné respektovat obecné zásady [16]:

- výpočet peněžních toků (cash flow),
- použití správných kritérií ekonomické efektivnosti NPV nebo IRR,
- zahrnutí veškerých relativních položek včetně výnosu vlastního kapitálu (diskont),
- výpočet v běžných (nominálních) cenách s respektováním cenového vývoje položek příjmů a výdajů
- respektování případných důsledku projektu po skončení hodnoceného období (náklady vynaložené na likvidaci, atp.),
- respektování důsledku financování,
- respektování daňových souvislostí (daňové odpisy, úlevy).

2 TECHNOLOGIE VÍROVÉ TURBÍNY

Technologie vírové turbíny viz obr. 3 je stále poměrně nová. Byla vyvinuta na VUT v Brně, byla přihlášena na patentovém úřadu a v současnosti probíhá její další výzkum.
V roce 1999 přišel tým v čele s prof. Ing. Františkem Pochylým, CSc. se zcela novou myšlenkou principu vodní turbíny pro nízké a velmi nízké spády. Měla řešit problematiku malých vodních toků, které jsou u nás jen velmi málo využívány, především z důvodu nízké účinnosti nebo nákladné výroby turbín.

Dříve byla pro nízké spády nasazována např. Kaplanova turbína. Kaplanova turbína potřebuje ke svému chodu lopatkový rozvaděč, který přivádí vodu do oběžného kola se složkou obvodové rychlosti. Rozvaděč je velmi složitý a současně nejdražší součástí turbíny. Myšlenka vírové turbíny vychází z absence rozvaděče. Voda tedy vstupuje do oběžného kola ve směru osy rotace (bez předrotace) a za ním obíhá proti směru rotace kola. Na tuto myšlenku navázal doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc., který provedl hydraulický návrh oběžného kola, a tak byla v roce 2000 úspěšně zkonstruována první dvoulopatková vírová turbína. Ta po odzkoušení na spádu 3,5 m nejenže fungovala, ale dosahovala účinnosti 86%, tedy více než jakákoliv jiná doposud používaná turbína. [22,32,36]



Obr. 3 Vírová turbína s kaskádovou mříží [20].

2.1 Základní úvaha principu vírové turbíny

Vychází z Eulerovy turbínové rovnice, která je dána vztahem [8]:

$$\eta_t \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \tag{2.0}$$

Koncepce vírové turbíny vychází z turbíny Kaplanovy. U Kaplanovy turbíny kapalina do oběžného kola vstupuje s rotační složkou c_{u1} (funkce rozvaděče). Za oběžným kolem je ovšem absolutní složka rychlosti c_{u2} velmi malá.
Eulerovu rovnici lze tedy zapsat ve tvaru [8]:

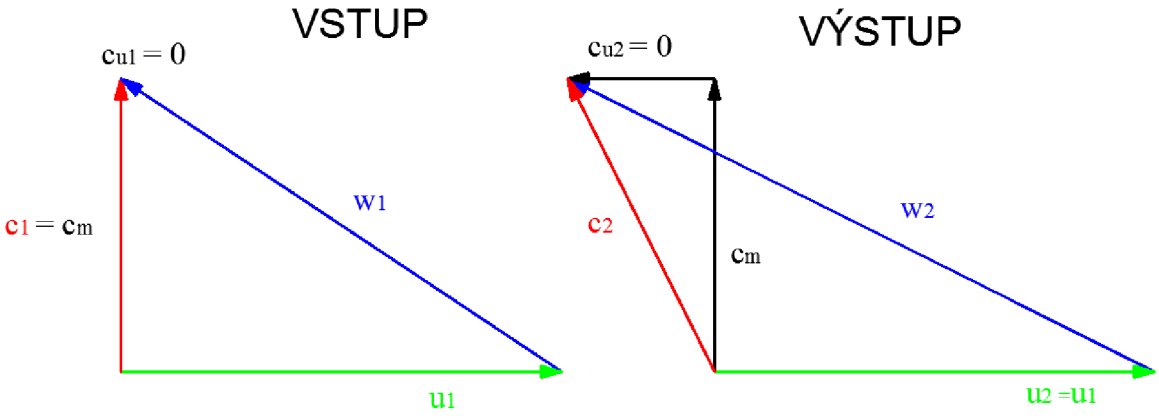
$$\eta_t \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} \tag{2.1}$$

Voda vstupuje do oběžného kola vírové turbíny ve směru osy rotace (jde o axiální proudění, složka rychlosti $c_{u1} = 0$), proto vírová turbína pracuje na odlišném principu.

Eulerova rovnice má tvar [12]:

$$\eta_t \cdot g \cdot H = -u_2 \cdot c_{u2} \tag{2.2}$$

Proud kapaliny, který vystupuje z oběžného kola vírové turbíny má protiběžný smysl rotace vůči oběžnému kolu. Charakter zmiňovaného proudění lze popsat pomocí rychlostních trojúhelníků viz obr. 4.

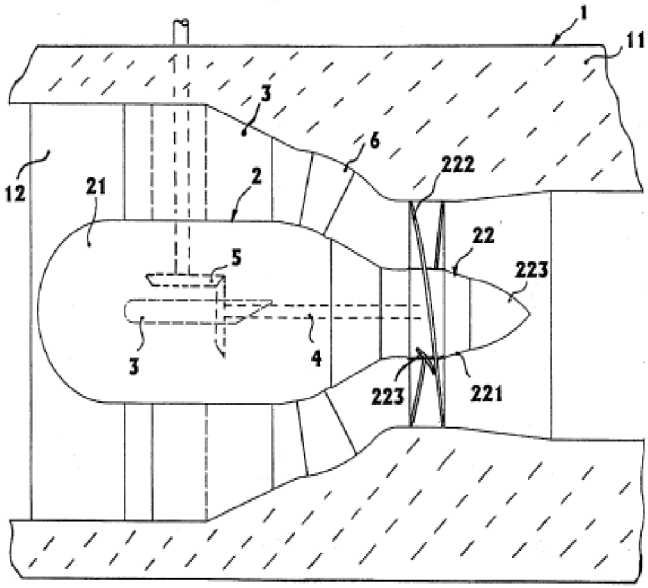


Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky vírové turbíny [12].

2.2 Základní části vírové turbíny přímoproudé varianty

Přímoproudá vírová turbína je složená z následujících dílů viz obr. 5 [13]:

- 1 - stator,
- 2 - uložení rotoru,
- 3 - výstužné lopatky,
- 4 - hřídel,
- 5 - kuželová převodovka,
- 6 - rozváděcí lopatky,
- 11 - těleso statoru,
- 12 - tvarovaná komora,
- 21 - krycí náboj,
- 22 - oběžné kolo,
- 221 - středový náboj
- 222 - oběžné lopatky
- 223 - mezilopatky, koncovka

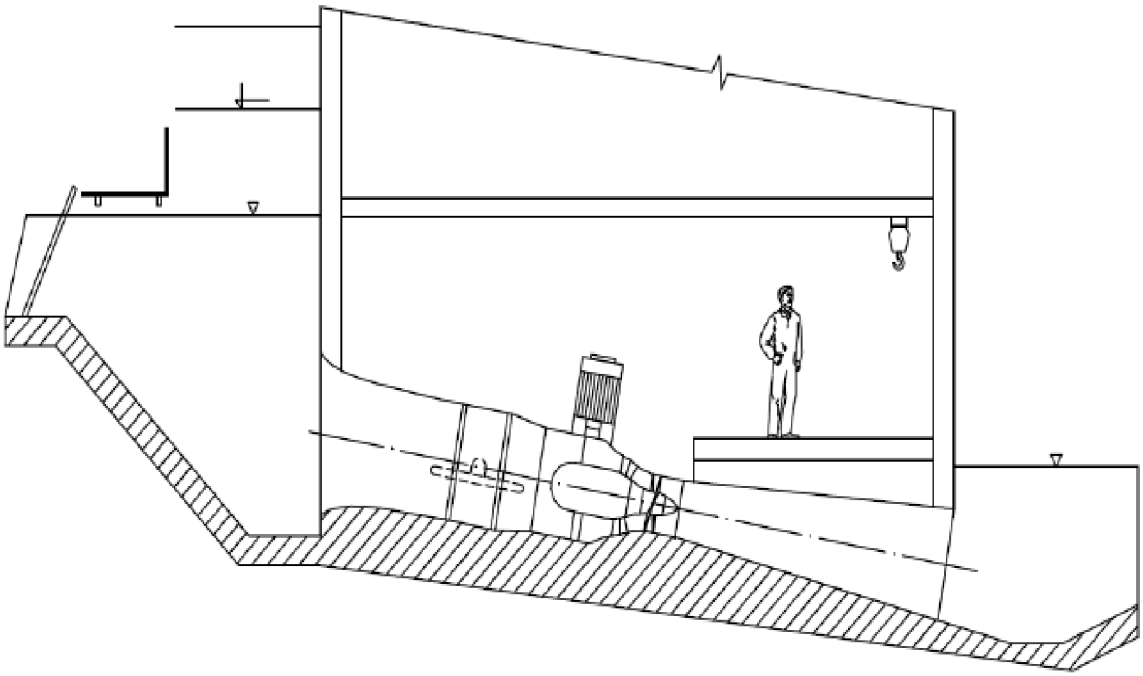


Obr. 5 Schéma přímoproudé vírové turbíny [13].

2.3 Varianty uspořádání vírové turbíny

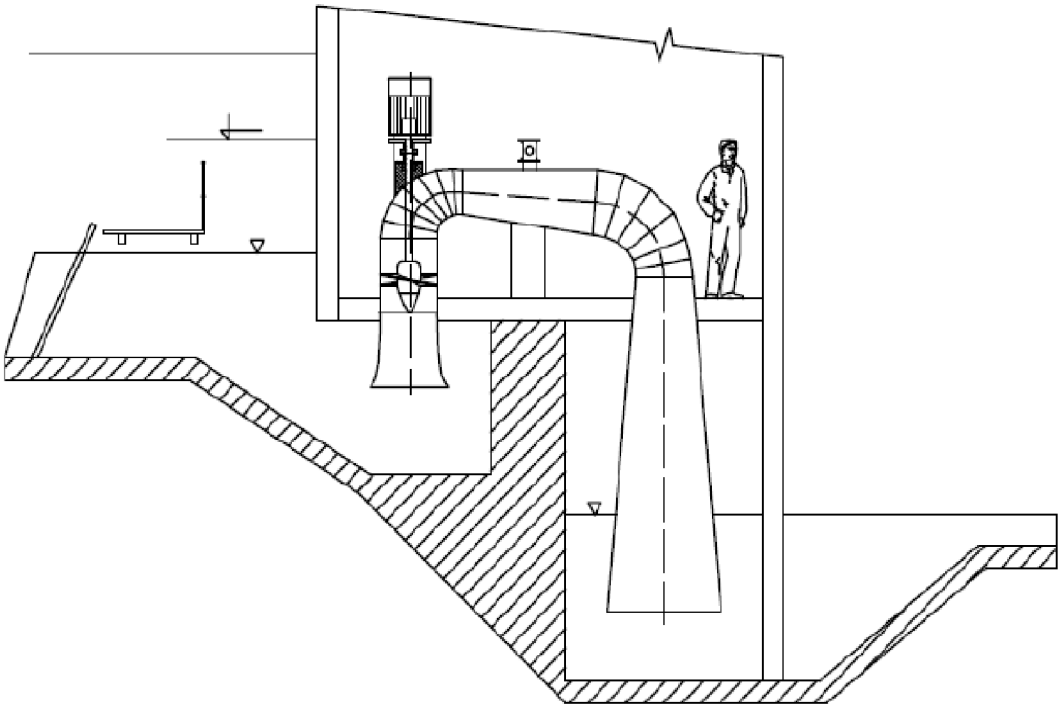
Vírová turbína je realizována ve dvou základních uspořádáních [32]:

1) Přímoproudá varianta: (obr.6)
   Konfigurace používaná u vodních turbín nižších spádů. V tomto uspořádání je osa oběžného kola stejnolehlá s osou přívodního potrubí a tím i se střední rychlostí proudu. Na rozdíl od klasického uspořádání nepotřebují kašny ani spirály. Voda proudí z horní nádrže potrubím skrze hráz, kde je umístěna strojovna s turbínou a generátorem. Voda za turbínou skrze savku odchází do dolní nádrže.



Obr. 6 Přímoproudé zapojení turbíny [11]

2) Násosková varianta: (obr.7)
Turbína je umístěna v potrubí propojující horní a dolní hladinu toku. V horní nádrži je ponořeno ústí potrubí (násoska). Mezi horní hranou nádrže a ústím je umístěna vírová turbína, která je spojena s hřídelí a generátorem. Celý systém je zakončený sací troubou která ústí v dolní nádrži pod hladinou. Rozběh je proveden generátorem v motorickém režimu. Je vhodná na tocích se stabilním průtokem a spádem.



Obr. 7 Násoskové uspořádání [11]

2.4 Konstrukční varianty vírové turbíny

Konstrukce vírové turbíny je jednoduchá, realizována rotorem oběžného kola s pevnými lopatkami. Při výzkumu se zkoumal vliv počtu lopatek stroje. Došlo se k závěru, že při zvyšování počtu lopatek (varianty se dvěma, třemi a čtyřmi listy) se rapidně zvyšuje hltnost (max. průtok vody při určitém spádu) bez výrazného nárůstu výkonu. Proto se vírová turbína nejčastěji konstruuje se dvěma listy.

V průběhu výzkumu se zkoušel také vliv mezilopatek různých délek. Jejich význam se příznivě projevil u kavitační odolnosti. S použitím mezilopatek je tedy stroj kavitačně odolnější, ale neblaze se to projeví na snížení účinnosti. [12]
Konstrukce je prováděna v základních čtyřech provedeních [19]:

1) Provedení pro spády do 5 m, je vhodné pro veškeré říční toky. Provoz je možný v přímoproudém i násoskovém uspořádání. Násoskové uspořádání je vhodné k použití na všechny druhy jezů. Ve většině případů nepotřebuje převodovku ani rozváděcí aparát, což zjednodušuje konstrukci a značně snižuje cenu. Turbína je schopna pracovat v přímoproudém uspořádání s účinností 85% a v násoskovém s účinností 73%.
2) Turbína s prstencovým generátorem. Oběžné kolo je součástí protékaného generátoru. Tato varianta se využívá pro umístění do baterií s využitím stávajících konstrukcí jezů.
3) Provedení, které využívá diskového rotoru generátoru umístěného přímo na hřídeli. Lze regulovat otáčky turbíny a posléze i výkon generátoru, což z této turbíny činí univerzální zařízení.
4) Turbína s kaskádovou mříží, což je vícestupňová turbína se dvěma oběžnými koly určená pro spády vyšší jako 5 m.

2.5 Výhody a nevýhody vírové turbíny

Výhody [32]:

- bez rozváděcího kola,
- vysoké otáčky (provoz generátoru bez převodovky),
- spolehlivost,
- jednoduchost zařízení.

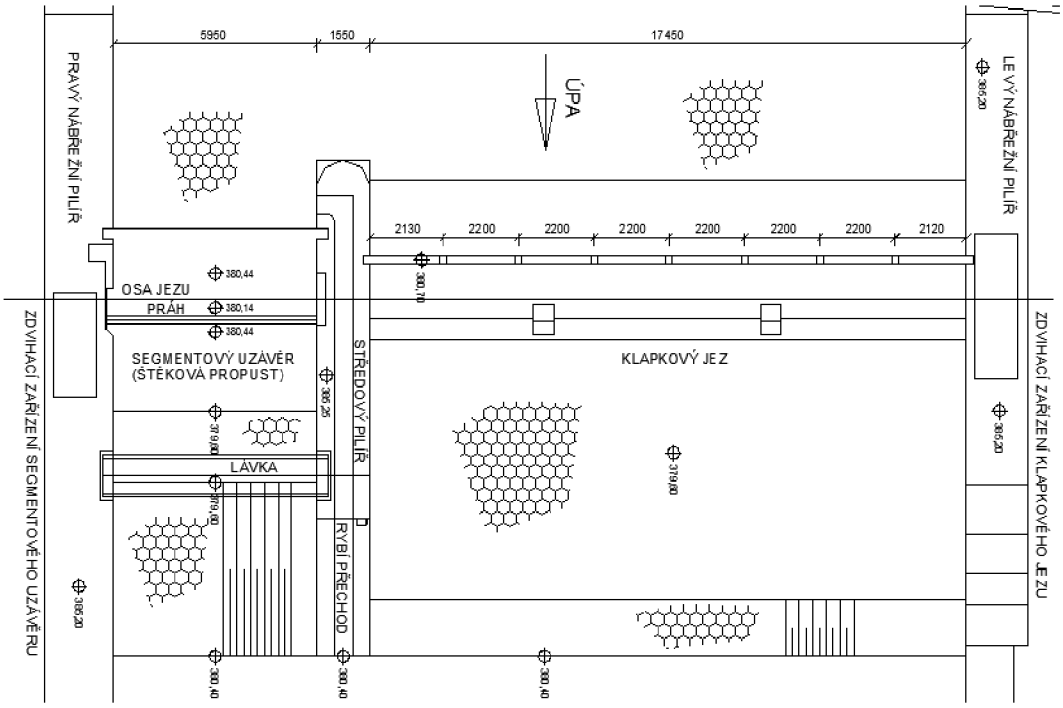
Nevýhody [32]:

- turbína se nevyrábí sériově (zatím jen prototypy),
- projekční náklady.

3 POPIS ZADANÉ LOKALITY - ZÁKLADNÍ PARAMETRY

Projekční návrh MVE má být realizován na klapkový jez, který se nachází na řece Úpě v ř. km 44,6 v nedalekém okolí města Trutnov v severních Čechách.

Současným účelem vodního díla je odběr vody z jezové zdrže po potřeby elektrárny Poříčí. Vodní dílo je tvořeno dvěma poli. U pravého břehu se nachází štěrková propusť s ocelovým hradícím segmentem šířky 6m, pole u levého břehu je osazeno sklopnou klapkou o šířce 17,45 m viz obr.8. Součástí štěrkové propusti je lávka, která má umožnit přístup na středový pilíř z pravého břehu. Ve středovém pilíři je zbudován rybí přechod, jehož nátok je umístěn na pravém boku. [28]



Obr. 8 Půdorys klapkového jezu na Úpě [41].

3.1 Technické parametry vodního díla

V Tab. 3.1a 3.2 jsou uvedeny technické parametry díla.

Tab. 3.1 Technické parametry klapky [28].

Jezová klapka	
Kóta prahu	380,85 m n.m.
Kóta vzduté vody	382,10 m n.m.
Kóta horní hranice konstrukce	381,98 m n.m.
Světlá šířka jezu	17,45 m
Hrazená výška	1,25 m
Počet polí	1
Nosnost zdvihadla	16 t
Zdvihová rychlost	0,229 m/min
Doba potřebná k úplnému vyhrazení	11 min

Tab. 3.2 Technické parametry štěrkové propusti [28].

Segment štěrkové propusti	
Kóta pevného prahu	380,44 m n.m.
Kóta vzduté vody	382,10 m n.m.
Kóta horní hrany konstrukce	382,50 m n.m.
Světlá šířka jezu	6 m
Hrazená výška	1,66 m
Poloměr zakřivení hradící stěny	3 m
Počet polí	1
Nosnost zdvihadla	6 t
Doba potřebná k úplnému vyhrazení	8 min

3.2 Hydrologické poměry

Český hydrometeorologický ústav (ČHMÚ) pro daný profil jezu dle normy ČSN 75 1400 poskytnul základní hydrologické údaje [28]:

- plocha povodí 281,90 km^2,
- průměrná dlouhodobá roční výška srážek 1 044 mm,
- průměrný dlouhodobý roční průtok 5,38 $m^3.s^{-1}$,
- minimální průtok přes jez 1,22 $m^3.s^{-1}$,
- odběr čerpací stanice 0,230 $m^3.s^{-1}$,
- M-denní průtoky [$m^3.s^{-1}$] viz Tab.3.3,

Tab. 3.3 M-denní průtoky [28].

M	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	355	364
Q_{Md}	11,6	8,32	6,60	5,46	4,62	3,94	3,38	2,90	2,46	2,05	1,63	1,22	0,97

- N-leté průtoky [$m^3.s^{-1}$] viz Tab.3.4.

Tab. 3.4 N-leté průtoky [28].

N	1	2	5	10	20	50	100
Q_N	43,1	63,0	94,2	121	151	194	230

Údaje jsou uvedeny za období 1831 - 1980.

3.3 Pozorování a měření

Kontrola výšky hladiny nad jezem se provádí vodočetnou latí s vyznačením nadmořských výšek, která je umístěna na levém pilíři v nadjezí. Čtení na lati je při [28]:

- povolené provozní hladině v nadjezí 382,10 m n.m.,
- hladině horní povolené tolerance 382,25 m n.m.,
- hladině dolní povolené tolerance 381,95 m n.m.

Kontrola výšky hladiny pod jezem je taktéž prováděna vodočetnou latí s vyznačením nadmořských výšek, která je umístěna na levém břehu v podjezí. [28]

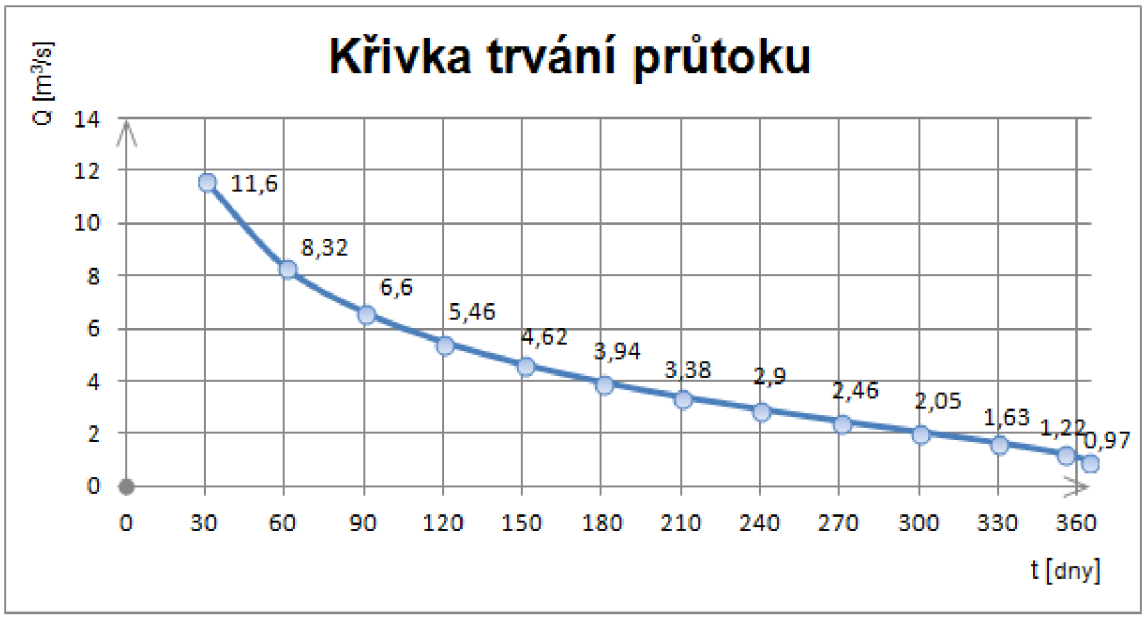
C. PRAKTICKÁ ČÁST - NÁVRH STROJE

4 HYDRAULICKÝ NÁVRH

V této kapitole bude popsán systematický postup hydraulického návrhu stroje na zadané parametry. Součástí hydraulického návrhu je kontrola na vtokové víry, které mají neblahý vliv na účinnost celého soustrojí.

4.1 Křivka trvání průtoku

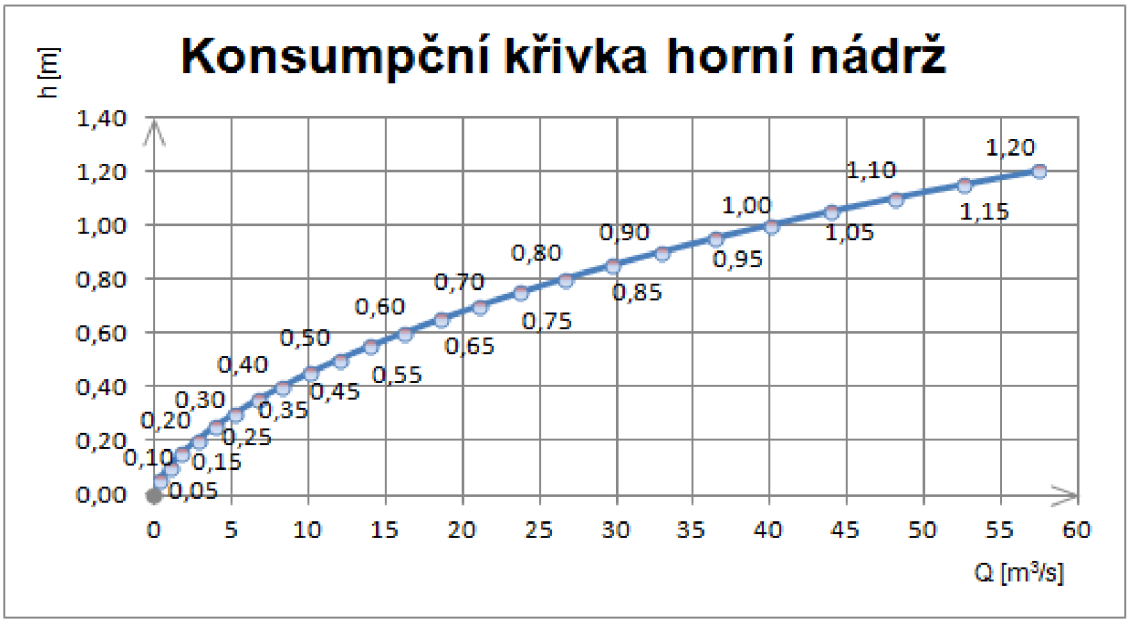
Z poskytnutých naměřených dat Českého hydrometeorologického ústavu Tab. 3.3 M-denní průtoky byla sestavena křivka trvání průtoku viz graf č.1.



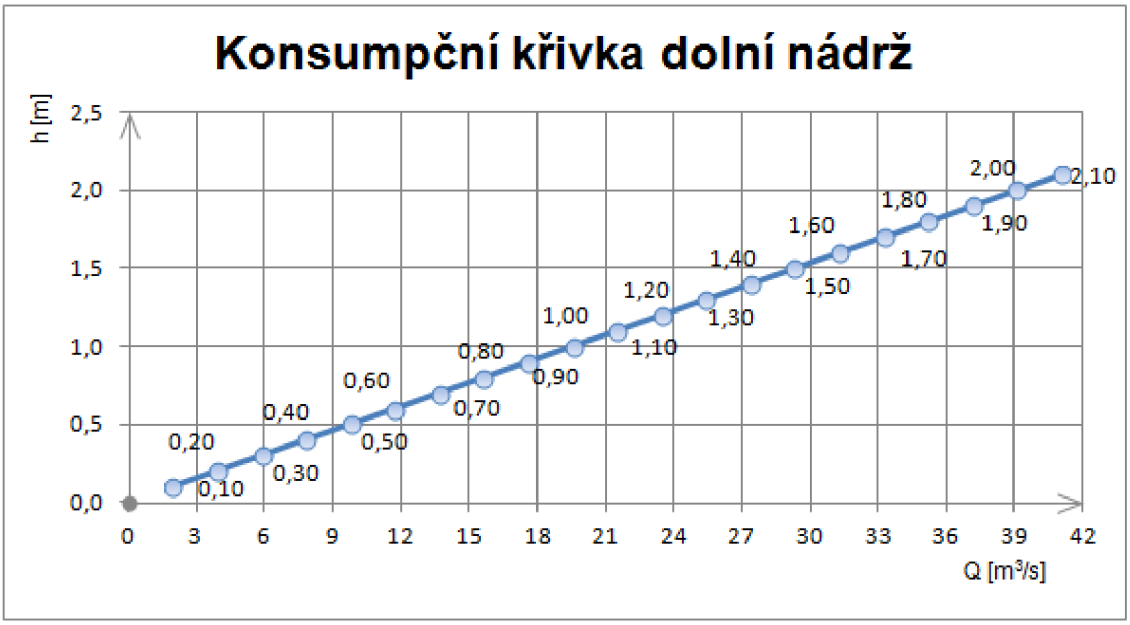
Graf č.1 - Křivka trvání průtoku klapkového jezu

4.2 Křivka trvání spádu

Dále bylo nutno stanovit křivku trvání spádu. Vycházelo se z konsumpčních křivek, které byly zaznamenány v manipulačním řádu vodního díla pro klapkových jez viz příloha 3. Nadmořská výška horní hladiny byla zadána na 382,10 + 0,15 m n. m viz graf č.2. Nadmořská výška hladiny dolní byla 380,95 + dle průtoku m n.m. Konsumpční křivky pro výtok pod segmentem (dolní nádrž) byly však stanoveny pouze pro hodnoty nadmořské výšky 381,00 m n.m. a 380,90 m n.m. Konsumpční křivka pro zadanou hodnotu nadmořské výšky viz graf. 3 sestavena proložením mezi již známě křivky.



Graf č.2 - Konsumpční křivka horní nádrže

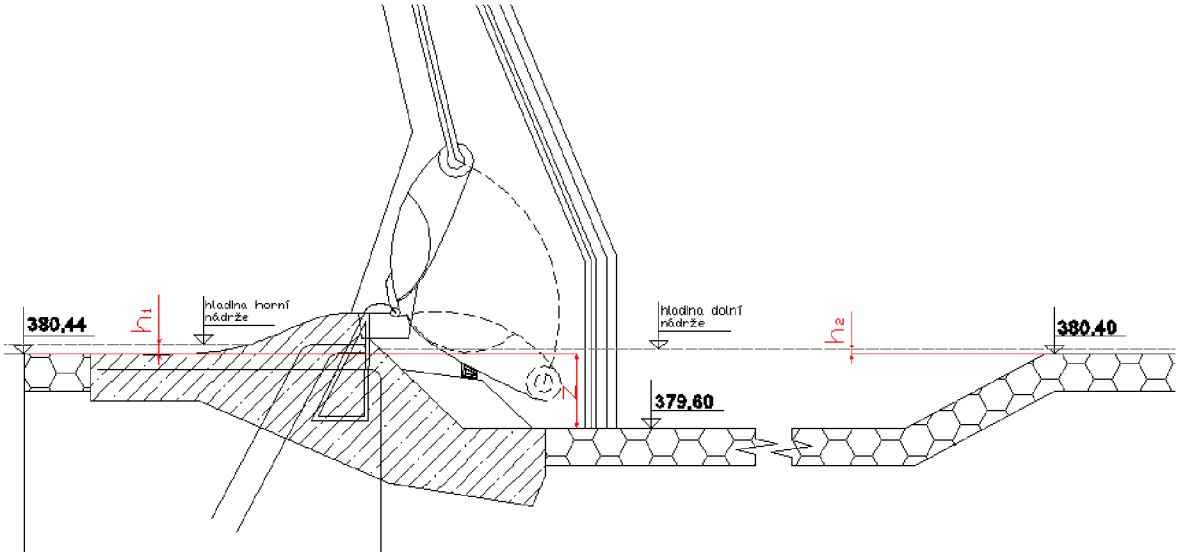


Graf č.3 - Konsumpční křivka dolní nádrže

Pomocí hodnot získaných z grafických závislostí konsumpčních křivek a křivky trvání průtoku bylo možné odečíst M-denní výšky hladiny horní h_1 a dolní h_2 (viz. obr.9). Dále bylo nutné znát hodnotu rozdílu nadmořské výšky dna horní a dolní nádrže z. Hodnota hrubého spádu byla poté stanovena ze vztahu [7]:

$$H_B = z + h_1 - h_2 \tag{4.0}$$

kde: H_B [m] hrubý spád,
z [m] rozdíl nadmořských výšek horního a dolního dna nádrže,
h_1 [m] výška hladiny horní nádrže,
h_2 [m] výška hladiny dolní nádrže.



Obr. 9 Příčný řez jezovou klapkou - kóty hlavních rozměrů [41].

Z vypočtených hodnot hrubého spádu bylo možné dopočítat spád čistý ze vztahu [7]:

$$H = 0{,}95 \cdot H_B \tag{4.1}$$

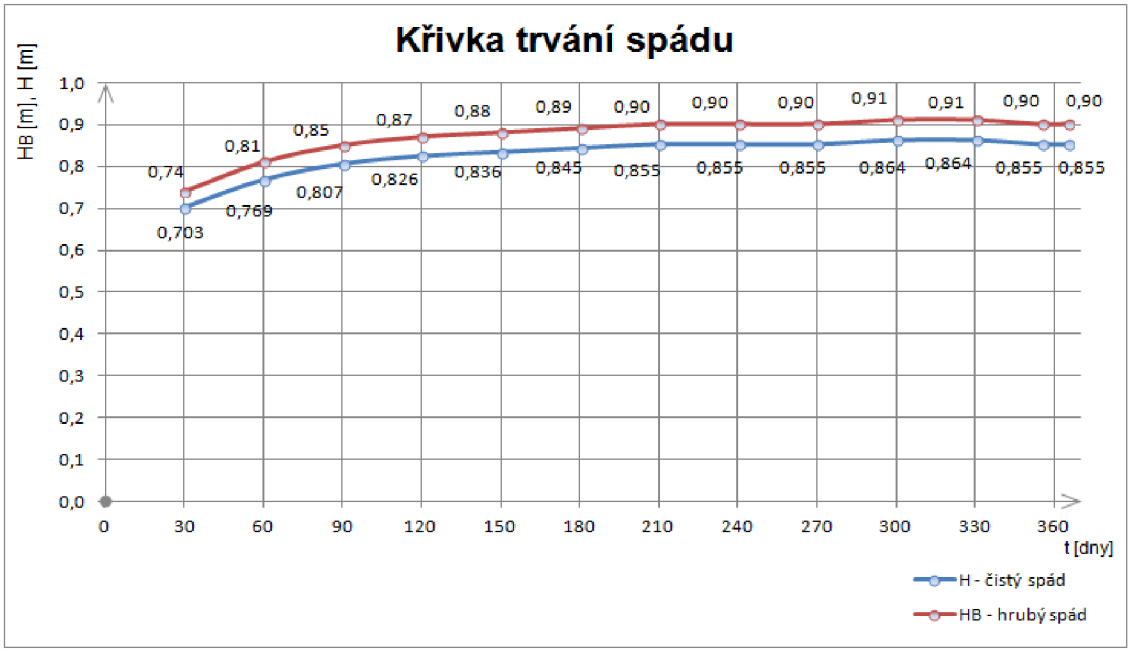
kde: H [m] čistý spád,
H_B [m] hrubý spád.

Všechny spočtené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 4.1:

Tab. 4.1 Tabulka spočtených hodnot spádu.

t	h1	h2	H_B	H
[dny]	[m]	[m]	[m]	[m]
30,00	0,49	0,59	0,740	0,703
60,00	0,40	0,43	0,810	0,769
90,00	0,35	0,34	0,850	0,807
120,00	0,31	0,28	0,870	0,826
150,00	0,28	0,24	0,880	0,836
180,00	0,25	0,20	0,890	0,845
210,00	0,23	0,17	0,900	0,855
240,00	0,21	0,15	0,900	0,855
270,00	0,19	0,13	0,900	0,855
300,00	0,17	0,10	0,910	0,864
330,00	0,15	0,08	0,910	0,864
355,00	0,12	0,06	0,900	0,855
365,00	0,11	0,05	0,900	0,855

Z vypočtených hodnot uvedených v tabulce bylo možné sestavit grafickou závislost křivky trvání spádu viz graf č.4. V grafu je vyznačena jak závislost hrubého, tak také čistého spádu klapkového jezu.



Graf č.4 - Křivka trvání spádu klapkového jezu

Z grafické závislosti je patrné, že během roku nedochází na dané lokalitě k velkým změnám spádu.

4.3 Výkonová křivka

Pro stanovení výkonové křivky bylo nutné určit si návrhový bod turbíny. Rozmezí v hodné pro návrhový bod se pohybuje mezi t = 90 - 120 dnů. Z důvodu velkého průtoku, který nebylo možné celý zpracovat a velmi malým změn spádu byl návrhový bod zvolen až na maximální mez t = 120 dnů [7].

Z křivek trvání průtoku a spádu byly pro tento časový údaj odečteny hodnoty $Q_{(t=120dnů)}$ = 5,46 m^3/s a $H_{(t=120dnů)}$ = 0,826 m. Navržený stroj by měl pracovat s co nejvyšší účinností. Z charakteristiky naměřené pro model 3 lopatové vírové turbíny průměru D_{ok} = 200 mm pod označením 3VT - 200 (η-n_{11}) byla odečtena hodnota maximální hydraulické účinnosti η = 75,9%. K této hodnotě účinnosti byly z grafu odečteny jednotkové otáčky n_{11}=170 min^{-1}. Tyto hodnoty jsou odečteny pro hodnotu spádu 1,5 m. Daná lokalita však toho spádu nedosahuje. Proto bude následně nutný přepočet účinnosti. Pro známe jednotkové otáčky bylo možné odečíst z charakteristiky 3VT - 200 (Q_{11} - n_{11}) jednotkový průtok, který měl hodnotu Q_{11} = 2,1m^3/s.

Z těchto hodnot již bylo možné určit průměr oběžného kola ze vztahu [7]:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_{ok}^2 \cdot \sqrt{H}} \tag{4.2}$$

$$D_{ok} = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \cdot \sqrt{H}}} \tag{4.3}$$

kde:

Q_{11}	[m^3/s]	jednotkový průtok,
Q	[m^3/s]	průtok,
D_{ok}	[m]	průměr oběžného kola,
H	[m]	čistý spád.

$$D_{ok} = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11} \cdot \sqrt{H}}} = \sqrt{\frac{5,46}{2,1 \cdot \sqrt{0,826}}} = 1,69\ m$$

Hodnota průměru byla velmi vysoká. Kolo tohoto rozměru by bylo pomaloběžné, proto byly s garantem dohodnuty dvě varianty průměru oběžného kola, pro které se provede výpočet výkonu 1) D_{ok} = 600 mm, 2) D_{ok} = 500 mm.

4.3.1 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm

Jako první byly určeny otáčky stroje n ze vztahu [7]:

$$n = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D_{ok}} \tag{4.4}$$

kde: n [min^{-1}] otáčky,
n_{11} [min^{-1}] jednotkové otáčky,
D_{ok} [m] průměr oběžného kola,
H [m] čistý spád.

$$n = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D} = \frac{170 \cdot \sqrt{0,826}}{0,6} = 257,5 \cong 260\ \text{min}^{-1}$$

Zadaný rozsah spádu H = 1,1 - 0,7 m (hodnoty spádu 1,1 nebylo podle výpočtu dosaženo, maximální hodnota spádu H = 0,864 m) byl rozdělen po 0,05 m do 10 hodnot. Ke každé z 10 hodnot spádu byly vypočítány jednotkové otáčky n_{11} ze vztahu [7]:

$$n_{11} = \frac{n \cdot D_{ok}}{\sqrt{H}} \tag{4.5}$$

popis veličin viz vzorec 4.4.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D_{ok}}{\sqrt{H}} = \frac{260 \cdot 0,6}{\sqrt{0,7}} = 186,5\ \text{min}^{-1}$$ … vzorový výpočet jednotkových otáček.

Z takto vypočtených hodnot jednotkových otáček šly z charakteristiky 3VT - 200 (η-n_{11}) pro H = 1,5 m odečíst hodnoty hydraulických účinností pro jednotlivé spády. Takto stanovené účinnosti bylo nutné přepočítat pro konkrétní hodnoty spádu. Přepočet účinností byl proveden pomocí vztahu dle Huttona [7]:

$$\eta_D = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{D_M}{D_D} \right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left(\frac{Y_M}{Y_P} \right)^{\frac{1}{10}} \right] \tag{4.6}$$

kde: η_D [-] hydraulická účinnost na díle,
η_M [-] hydraulická účinnost na modelu,
D_D [m] průměr oběžného kola na díle,
D_M [m] průměr oběžného kola na modelu,
Y_D [J/kg] měrná energie na díle,
Y_M [J/kg] měrná energie na modelu.

$$\eta_D = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{D_M}{D_D} \right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left(\frac{Y_M}{Y_P} \right)^{\frac{1}{10}} \right] = 1 - (1 - 0,759) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{200}{600} \right)^{\frac{1}{5}} \cdot \left(\frac{1,5}{0,826} \right)^{\frac{1}{10}} \right] = 0,784$$

Poznámka: Přepočet dle Huttona proveden pro návrhový bod.

Veškeré hodnoty spádů, jednotkových otáček, hydraulických účinností a přepočtených hydraulických účinností pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm jsou uvedeny v Tab.4.2. Tabulka je dále doplněna o hodnoty jednotkových průtoků, které byly odečteny z charakteristiky 3VT - 200 (Q_{11} - n_{11}).

Tab. 4.2 Hodnoty odečtené z charakteristiky modelu vírové turbíny, přepočet dle Huttona.

H	n_{11}	Q_{11}	η_M	η_D
[m]	[min^{-1}]	[m^3/s]	[-]	[-]
1,1	148,74	2,05	0,751	0,777
1,05	152,24	2,06	0,753	0,779
1	156,00	2,08	0,755	0,780
0,95	160,05	2,09	0,756	0,781
0,9	164,44	2,10	0,757	0,782
0,85	169,21	2,14	0,759	0,784
0,826	170,00	2,15	0,759	0,784
0,8	174,41	2,17	0,754	0,779
0,75	180,13	2,21	0,752	0,778
0,7	186,46	2,24	0,748	0,774

Poznámka: V červeně zvýrazněném řádku jsou hodnoty pro návrhový bod.

Z hodnot viz Tab.4.2 lze spočítat hodnoty hydraulického výkonu dle vztahu [7]:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_D \tag{4.7}$$

kde: P_h [W] hydraulický výkon,
ρ [kg/m^3] hustota,
g [m/s^2] gravitační zrychlení,
Q [m^3/s] M-denní průtok,
H [m] M-denní spád,
η_D [-] hydraulická účinnost na díle.

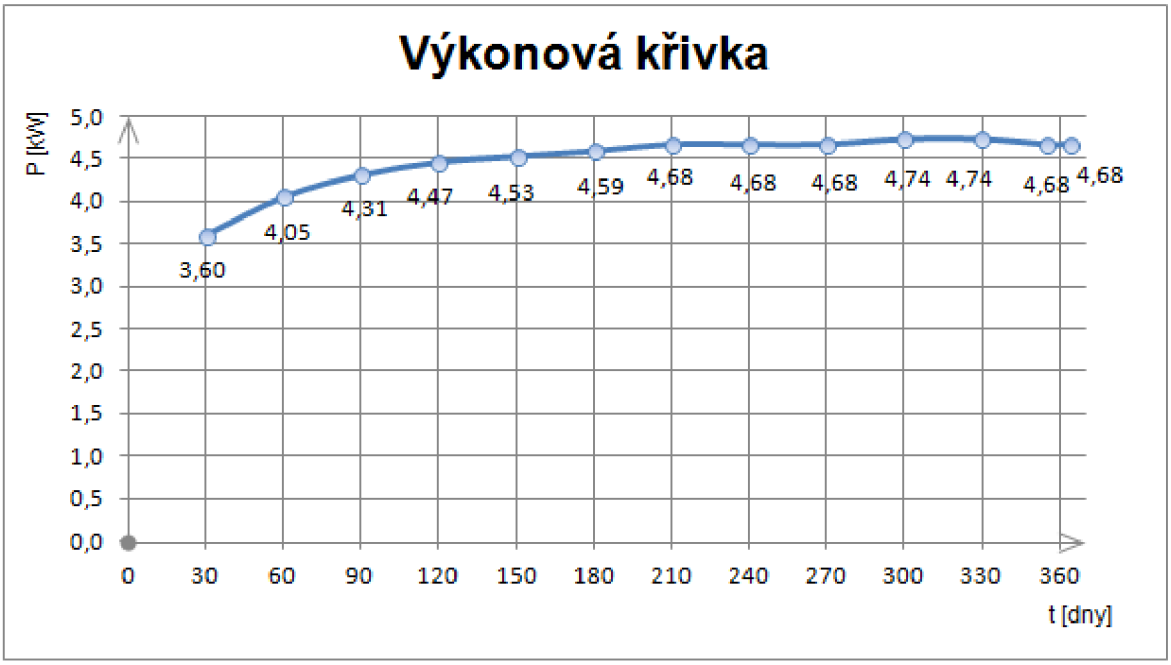
$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_D = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}675 \cdot 0{,}703 \cdot 0{,}774 = 3603{,}46\,W \cong 3{,}6\,kW$$

.... vzorový výpočet výkonu
Další vypočtené hodnoty výkonu jsou uvedeny v Tab.4.3.

Tab. 4.3 Hodnoty výkonu pro M - denní průtoky a spády.

t	Q	H	P_h	P_h
[dny]	[m^3/s]	[m]	[W]	[kW]
30	0,675	0,703	3603,46	3,60
60	0,691	0,769	4053,89	4,05
90	0,699	0,807	4313,39	4,31
120	0,703	0,826	4465,74	4,47
150	0,705	0,836	4532,67	4,53
180	0,707	0,845	4594,46	4,59
210	0,711	0,855	4675,14	4,68
240	0,711	0,855	4675,14	4,68
270	0,711	0,855	4675,14	4,68
300	0,713	0,864	4737,64	4,74
330	0,713	0,864	4737,64	4,74
355	0,711	0,855	4675,14	4,68
364	0,711	0,855	4675,14	4,68

Z hodnot viz. Tab. 4.3 lze sestavit výkonovou křivku viz graf č.5 pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm.



Graf č.5 - Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm.

Výkon vyrobený turbínou za rok lze spočítat integrací po výkonové křivce vztahem [7]:

$$P = \int_0^{365} P \cdot dt \tag{4.8}$$

Integrací po výkonové křivky byla spočtena hodnota výkonu P = 1608,83 kW. Turbína však nemůže pracovat po celý rok. Je to v důsledku nízkého spádu a pravidelné údržby. Proto byla zvolena doba chodu stroje na t = 300 dnů. Hodnota výkonu tohoto časového úseku P = 1307 kW. V Tab.4.4 jsou uvedeny hodnoty výkonu pro jeden až tři stroje. Dále je tabulka doplněna několika převody energie.

Tab. 4.4 Výkon stroje, spolupráce strojů pro t = 300 dnů .

Výkon strojů pro t = 300 dnů								
Jedna vírová turbína			**Spolupráce dvou turbín**			**Spolupráce tří turbín**		
P	1307	kW	P	2614	kW	P	3921	kW
P	31367,9	kWh	P	62735,8	kWh	P	94103,7	kWh
P	31,4	MWh	P	62,7	MWh	P	94,1	MWh

Poznámka: Používané přepočtové vztahy:
1 kWh.....24 kW
1 MWh.....1000 kWh

4.3.2 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D = 500 mm

Pro průměr oběžného kola D_{ok} = 500 mm byly přepočteny otáčky stroje n ze vztahu (4.4):

$$n = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D_{ok}} = \frac{170 \cdot \sqrt{0{,}826}}{0{,}5} = 309 \cong 310 \text{ min}^{-1}$$

Přepočet jednotkových otáček pro zadaný rozsah spádu. ze vztahu (4.5):

$$n_{11} = \frac{n \cdot D_{ok}}{\sqrt{H}} = \frac{310 \cdot 0{,}5}{\sqrt{0{,}7}} = 185{,}26 \text{ min}^{-1}$$ …vzorový výpočet jednotkových otáček.

Znovu bylo nutné provést přepočet účinnosti dle Huttona vztah (4.6):

$$\eta_D = 1-(1-\eta_M)\cdot\left[0{,}3+0{,}7\cdot\left(\frac{D_M}{D_D}\right)^{\frac{1}{5}}\cdot\left(\frac{Y_M}{Y_P}\right)^{\frac{1}{10}}\right] = 1-(1-0{,}759)\cdot\left[0{,}3+0{,}7\cdot\left(\frac{200}{500}\right)^{\frac{1}{5}}\cdot\left(\frac{1{,}5}{0{,}826}\right)^{\frac{1}{10}}\right] = 0{,}779$$

Poznámka: Přepočet dle Huttona proveden pro návrhový bod.

Přepočtené hodnoty spádů, jednotkových otáček, hydraulických účinností a přepočtených hydraulických účinností pro průměr oběžného kola D_{ok} = 500 mm jsou uvedeny v Tab.4.5. Tabulka je dále doplněna o hodnoty jednotkových průtoků, které byly odečteny z charakteristiky 3VT - 200 (Q_{11} - n_{11}).

Tab. 4.5 Hodnoty odečtené z charakteristiky modelu vírové turbíny, přepočet dle Huttona.

H	n_{11}	Q_{11}	η_M	η_D
[m]	[min^{-1}]	[m^3/s]	[-]	[-]
1,1	147,79	2,05	0,751	0,771
1,05	151,26	2,06	0,753	0,773
1	155,00	2,08	0,755	0,775
0,95	159,03	2,09	0,756	0,776
0,9	163,38	2,10	0,757	0,777
0,85	168,12	2,14	0,759	0,779
0,826	170,00	2,15	0,759	0,779
0,8	173,30	2,17	0,754	0,774
0,75	178,98	2,21	0,752	0,772
0,7	185,26	2,24	0,748	0,769

Poznámka: V červeně zvýrazněném řádku jsou hodnoty pro návrhový bod.

Z hodnot viz. Tab.4.5 lze spočítat hodnoty hydraulického výkonu dle vztahu (4.7):

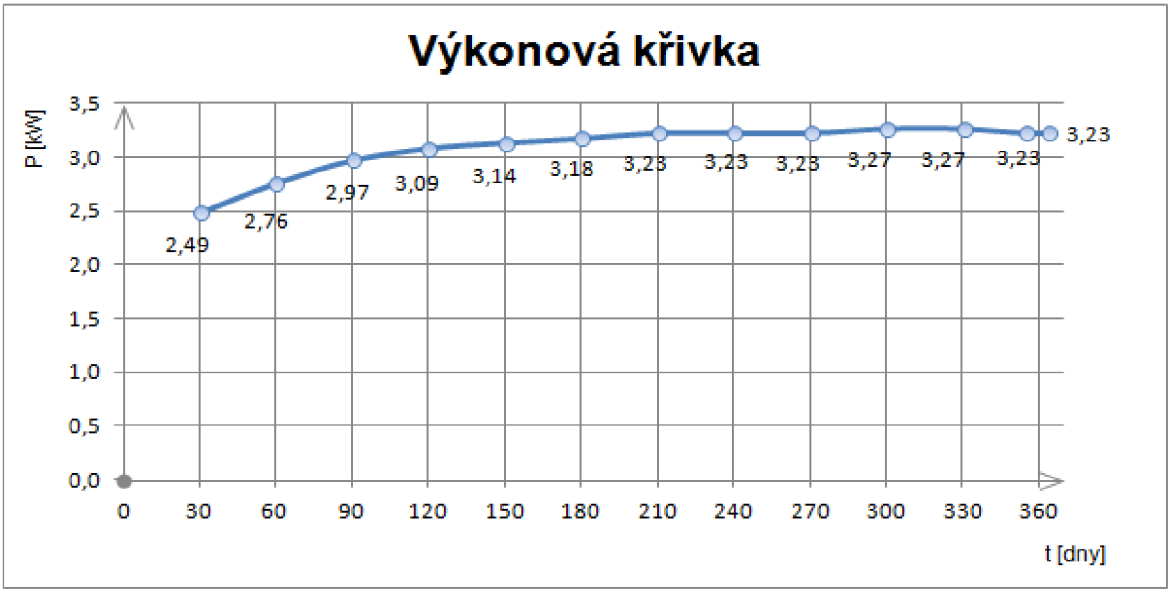
$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot \eta_D = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}469 \cdot 0{,}703 \cdot 0{,}769 = 2485{,}68\,W \cong 2{,}5\,kW$$

.... vzorový výpočet výkonu
Zbylé vypočtené hodnoty výkonu jsou uvedeny v Tab.4.6.

Tab. 4.6 Hodnoty výkonu pro M - denní průtoky a spády.

t [dny]	Q [m^3/s]	H [m]	P_h [W]	P_h [kW]
30	0,469	0,703	2485,684	2,49
60	0,474	0,769	2761,176	2,76
90	0,485	0,807	2971,917	2,97
120	0,489	0,826	3085,175	3,09
150	0,491	0,836	3135,297	3,14
180	0,492	0,845	3175,505	3,18
210	0,494	0,855	3226,146	3,23
240	0,494	0,855	3226,146	3,23
270	0,494	0,855	3226,146	3,23
300	0,496	0,864	3265,581	3,27
330	0,496	0,864	3265,581	3,27
355	0,494	0,855	3226,146	3,23
364	0,494	0,855	3226,146	3,23

Z hodnot viz Tab. 4.6 lze sestavit výkonovou křivku viz graf č. 6 pro průměr oběžného kola D_{ok} = 500 mm.



Graf č.6 - Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 500 mm.

Výkon vyrobený turbínou za rok lze spočítat integrací po výkonové křivce vztahem (4.8): Integrací po výkonové křivky byla spočtena hodnota výkonu P = 1109,33 kW. Doba chodu stroje znovu t = 300 dnů. Hodnota výkonu tohoto časového úseku P = 901,3 kW. V Tab.4.4 jsou uvedeny hodnoty výkonu pro jeden až tři stroje. Dále je tabulka doplněna několika převody energie.

Tab. 4.7 Výkon stroje, spolupráce strojů pro t = 300 dnů .

Výkon strojů pro t = 300 dnů								
Jedna vírová turbína			**Spolupráce dvou turbín**			**Spolupráce tří turbín**		
P	901,3	kW	P	1802,6	kW	P	2703,9	kW
P	21632,1	kWh	P	43264,2	kWh	P	64896,2	kWh
P	21,6	MWh	P	43,3	MWh	P	64,9	MWh

4.4 Koncept stroje

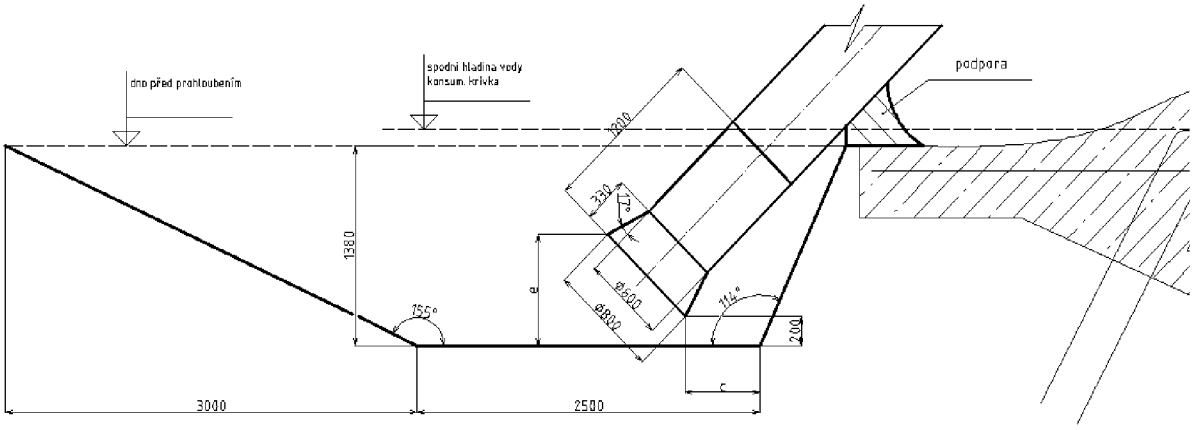
Z vypočtených hodnot výkonu se jevila jako vhodnější varianta s průměrem oběžného kola D_{ok} = 600 mm. Kdy se počítá s využitím tří stejných strojů. Další výpočty jsou proto vztaženy na tento průměr oběžného kola. V dalším kroku bylo rozhodnou jakou konstrukční variantu turbíny zvolit.

První myšlenka byla vedena na přímoproudé uspořádání obr. 6 viz kap. 2.3. Bylo to z důvodu velmi malé výšky hladiny horní nádrže. Tato varianta by zajistila velmi dobré plnění turbíny. Současně by měla velmi jednoduchou kuželovou savku. Turbína by se musela na vstupu zajistit klapkovým uzávěrem. Současně konec savky by se musel opatřit jednoduchým uzavíracím zařízením jako je např. stavidlový uzávěr. Z důvodu oprav a údržby při odstávce stroje. Kdy by voda vzhledem k poloze spodní hladiny musela být odčerpávána. Obrovskou nevýhodou této varianty by ovšem byly pozemní práce a výstavba strojovny. To by výrazně zvýšilo náklady na výstavbu, proto bylo od této možnosti upuštěno.

Jako výhodnější se jevila varianta násoskového uspořádání obr. 7 viz kap. 2.3. U tohoto uspořádání odpadá nutnost použití uzavírací klapky. Stroj se odstavuje pomocí zavzdušňovacího ventilu. A co je hlavní bude potřeba minimum stavebních prací. Jako větší problém se při tvorbě návrhu se jevilo ukotvení navrhovaného stroje. Proto byla pro kotvení stroje navržena železná konstrukce. Koncept s přiloženými rozměry viz příloha 7.

4.4.1 Hydraulické řešení násosky.

Při stanovování rozměrů násosky se vycházelo z modelového měřítka k rozměrům na výkresu modelu vírové turbíny. Konečné řešení umístění turbíny viz obr.10. Pro realizaci nátoku je nutné v horním korytě prohloubit dno, aby bylo oběžné kolo trvale zatopeno. Tímto prohloubením vnikne betonová nádrž. Při řešení nátoku se musel brát možnost vzniku vtokových vírů. Vstupní část turbíny má velký vliv na celkové účinnosti turbíny. Proto bylo nutné určit minimální rozměry nádrže a minimální vzdálenosti turbíny od hranice nádrže, aby bylo těmto vírům předcházeno.



Obr. 10 Schéma vtokové části s navrženým prohloubením (betonovou nádrží)

Rozměry byly stanoveny z experimentálního výzkumu optimálního umístění vtokového kolena. Všechny rozměry jsou vztaženy k průměru nasávacího potrubí d_p (d_p= 600 mm) [23].

- vzdálenost osy vtoku od bočních stěn $a = b = 2{,}25 \cdot d_p = 2{,}25 \cdot 0{,}6 = 1{,}35\ m$,
- vzdálenost vtokového kolena od čelní stěny nádrže $c = 0{,}8 \cdot d_p = 0{,}8 \cdot 0{,}6 = 0{,}48\ m$,
- hloubka dna nádrže pod otvorem kolena $e = 1{,}5 \cdot d_p = 1{,}5 \cdot 0{,}6 = 0{,}9\ m$.

Pro použití více strojů je nutné určit jejich vzdálenost, aby nedocházelo ke vtokovým vírů. Osová vzdálenost jednotlivých strojů $A = 4{,}5 \cdot d_p = 4{,}5 \cdot 0{,}6 = 2{,}7\ m$. Z vypočtených vzdáleností vyplívá, že při instalaci tří strojů je zapotřebí minimální šířka kanálu 8,1 m. Jelikož je světlá šířka kanálu jezové klapky 17,45 m, nebude problém na této lokalitě s instalací tří strojů vedle sebe.

Ověření zda ke vtokovým vírům opravdu nedochází bude provedeno až po sestavení veškerých rozměrů turbíny.

4.4.2 Hydraulické řešení savky

Savka slouží k využití části ztrátové energie vody, se kterou voda opouští turbínu vodní elektrárny, čímž snižuje výstupní ztrátu z oběžného kola. Tahle okolnost nabývá významu především u turbín s malým spádem. Částečná výtoková ztráta se musí ovšem savce ponechat, jelikož voda musí mít dostatek energie k výtoku z objektu. Je známo, že by se výstupní (výtoková) rychlost měla menší jak 1 m/s. Z konstrukčního hlediska představuje savka hermetické spojení prostoru za oběžným kolem turbíny s dolní vodou. Při konstrukci savky se nesmí zapomenout na podmínku, která zaručuje zaústění spodní hrany savky pod hladinu. Kdy minimální hloubka zaústění je okolo 0,3 m. Za žádných okolností by nemělo dojít k vynoření spodního okraje savky nad hladinu, protože by došlo k jejímu zavzdušnění a přerušení souvislého vodního sloupce. [2, 3]

Základní funkce savky je zajištění plného využití spádu. Správný návrh je velmi důležitý z hlediska účinnosti celého soustrojí.

Pro správný návrh savky musí být splněna podmínka vhodné kuželovitosti [8]:

$$\frac{\sqrt{S_4} - \sqrt{S_3}}{l_s} = \frac{1}{5}\ až\ \frac{1}{8} \tag{4.9}$$

kde: S_4 [m^2] plocha koncového průřezu sací trouby,
S_3 [m^2] plocha počátečního průřezu sací trouby,
l_s [m] osová vzdálenost průřezu S_4 a S_3

Vstupní plocha savky:

$$S_3 = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}6^2}{4} = 0{,}2827433 \cong 0{,}283\ m^2$$

Výstupní plocha savky:

$$S_4 = a \cdot b = 0{,}9 \cdot 1{,}3 = 1{,}17\ m^2$$

$$\frac{\sqrt{S_4} - \sqrt{S_3}}{l_s} = \frac{\sqrt{1{,}17} - \sqrt{0{,}283}}{4{,}35} = 0{,}12636 \ \ldots \text{ podmínka vhodné kuželovitosti splněna}$$

Poznámka: Plocha S_4 je počítána jako plocha obdélníka S_4 = 1,17 m^2. Ve skutečnosti jsou v rozích zaoblení R = 50 mm. Pokud bereme zaoblení v potaz S_4 = 1,1678 m^2. Tato drobná odchylka nemá na splnění podmínky vliv.

Výtoková rychlost ze sací trouby je dána vztahem:

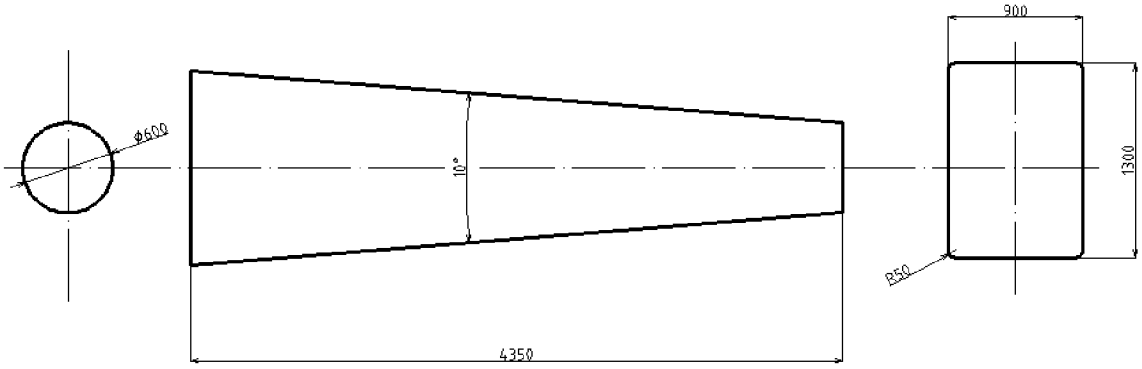
$$c_{výt} = \frac{Q}{S_4} \tag{4.10}$$

$$c_{výt} = \frac{Q}{S_4} = \frac{Q}{a \cdot b} = \frac{0{,}703}{0{,}9 \cdot 1{,}3} = 0{,}6\ m/s$$ … podmínka $c_v < 1$ m/s je splněna

Doporučené parametry kónických savek malých rozměrů vstupních profilů [8]:

- délka savky $l_s = (2{,}5\ až\ 8) \cdot D_{ok}$ $\quad \frac{l_s}{D_{ok}} = \frac{4{,}35}{0{,}6} = 7{,}35$ …splněno
- úhel difuznosti savky $2\theta = 6\ až 18°$ $\quad 2\theta = 10°$ …splněno

Základní rozměry savky jsou znázorněny na obr.11.



Obr. 11 Základní hydraulický tvar a rozměry sací trouby

4.5 Kontrola stroje na kavitaci

Při návrhu vodního stroje je nutné vyvarovat se práci turbíny v režimu kavitace. Pokud stroj pracuje v tomto režimu dochází k poklesu tlaku na sací straně lopatky pod hodnotu tlaku nasycených par. Kapalina se začne odpařovat ve tvaru bublinek. Tyto bublinky jsou unášeny proudem kapaliny do míst kde je tlak opět vyšší a tam dochází k její implozi. To má za následek silné rázy, které jsou doprovázeny chvěním stroje. Povrch lopatky je těmito rázy silně namáhaný a dochází k vytrhávání (vyhlodávání) materiálu lopatky. Vytrhávání materiálu způsobuje změnu hydraulického profilu, což vede ke změně (snížení) účinnosti stroje. [2]

Podmínka bezkavitačního provozu stroje $p_{min} > p_{va}$:
kde: p_{min} minimální tlak na sací straně lopatky oběžného kola,
p_{va} tlak nasycených par v kapalině při dané teplotě.
Kontrola vychází z výpočtu statické sací výšky [24]:

$$H_s \leq H_b - (1{,}3 \cdot \sigma \cdot H + h_j) \tag{4.11}$$

kde: H_s [m] umístění sací strany lopatky oběžného kola od spodní hladiny,
H_b [m] tlaková výška redukovaná o tenzi par,
σ [-] Thomův kavitační součinitel,
H [m] čistý spád,
h_j [m] kavitační jistota.

Kdy výpočet tlakové výšky H_b se provede ze vztahu [7]:

$$H_b = 10 - \frac{H_{NV}}{850} \tag{4.12}$$

kde: H_{NV} [m n.m.] nadmořská výška uložení turbíny.

$$H_b = 10 - \frac{H_{NV}}{850} = 10 - \frac{380{,}44}{850} = 9{,}55\ m$$

Thomův kavitační součinitel byl odečten z 3VT - 200 (σ - n_{11}). Jeho hodnota je σ = 2,3. Kavitační jistota byla zvolena h_j = 1 m. Bylo počítáno s nejvyšší zadanou hodnotou spádu H = 1,1 m, i když jí výpočtem nebylo dosaženo, jelikož se dostáváme na stranu bezpečnosti.

$$H_s \le H_b - (1{,}3 \cdot \sigma \cdot H + h_j) = 9{,}55 - (1{,}3 \cdot 2{,}3 \cdot 1{,}1 + 1) = 5{,}26\ m$$

Podle výpočtu je možné uložit oběžné kolo ve výšce 5,26 m nad spodní hladinou vody. Podmínka pro navrženou koncepci je splněna.

4.6 Kontrola stroje na vtokové víry

Turbíny malých rozměrů oběžného kola do D_{ok} = 2 m, které pracují se spády nižšími než H = 6 m se z ekonomických důvodů často umisťují do odkrytých betonových kašen. Minimální provozní hladina těchto turbín je určena umístěním vtoku tak, aby nedocházelo k vytváření vtokových vírů. Je označována jako kritická hloubka ponoru. Kritická hloubka ponoru se popisuje jako odlehlost hladiny od těžiště vztažného průřezu při ustáleném proudění.
Z hlediska provozu je nutné zcela eliminovat vznik a výskyt vtokových vírů, který vyvolají příčnou cirkulaci proudu v přivaděči, což může být doprovázeno vtahováním vzduchu do turbíny [21].

Kritéria pro stanovení kritické hloubky ponoru vtoku jsou uvedeny na obr.12, kdy červeně jsou zaznačeny vypočtené hodnoty. Pro navrhovanou turbínu bylo zvoleno porovnávací kritérium 3 z měření VVÚ VSH. Hodnoty zaznamenané v grafické závislosti jsou vypočteny z poměru $\frac{H_{kr}}{D_{ok}}$ a vztahu [21]:

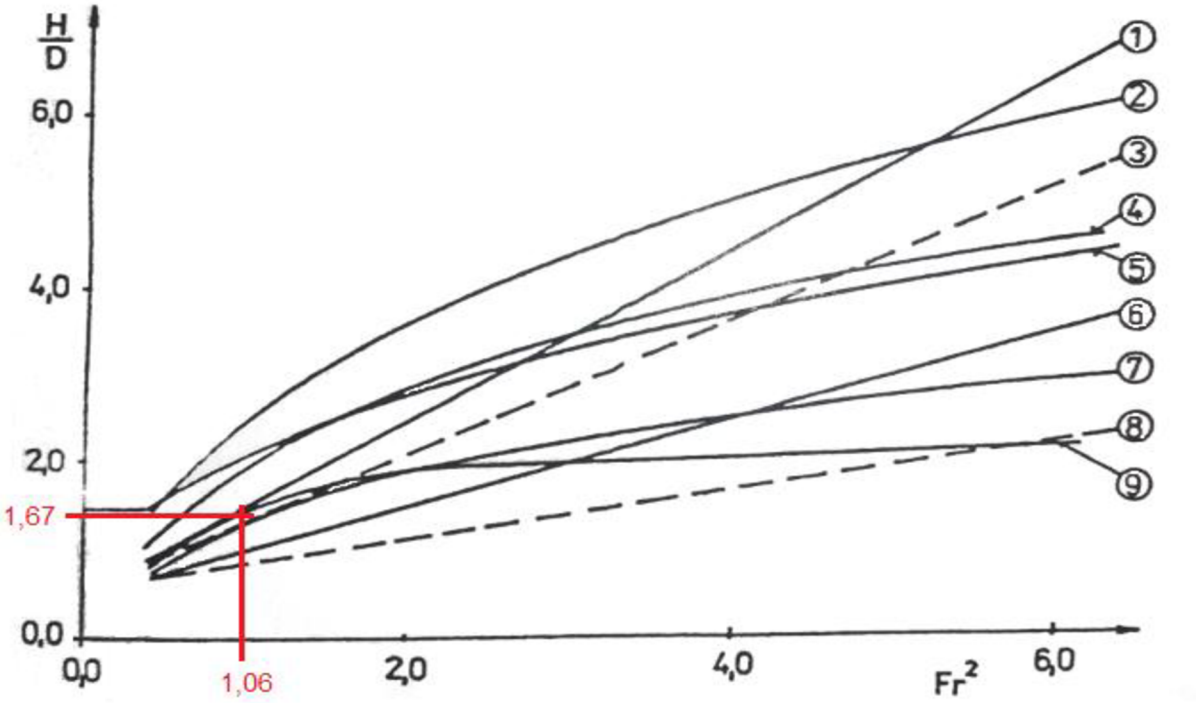
kde: H_{kr} [m] kritická hloubka ponoru vtoku (hodnota odečtena z výkresu koncepčního návrhu stroje)
D_{ok} [m] průměr oběžného kola.

$$\frac{H_{kr}}{D_{ok}} = \frac{1{,}004}{0{,}6} = 1{,}67\ m \quad \ldots\ \text{v grafu značeno jako } \frac{H}{D}$$

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot D_{ok}}} \tag{4.13}$$

kde: Fr [-] Froudovo číslo,
v [m/s] rychlost na vstupu do oběžného kola,
g [m/s^2] gravitační zrychlení,
D_{ok} [m] průměr oběžného kola.

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{g \cdot D}} = \frac{2{,}5}{\sqrt{9{,}81 \cdot 0{,}6}} = 1{,}03\ ; \qquad Fr^2 = 1{,}062$$



Obr. 12 Závislosti vzniku úplných vtokových vírů podle různých autorů pro případ vodorovného potrubí kruhového průřezu: 1 - Wittmann, 2 - Gordon pro nesymetrický přítok, 3 - VVÚ VSH, 4 - Gordon pro symetrický přítok, 5 - Knauss, 6 - Kratochvil, 7 - Reddy, 8 - VVÚ VSH - dolní mez, 9 - Rohan [21].

Jelikož mělo na lokalitě dojít k využití spolupráce více stejných strojů, bylo nutné také provést kontrolu vzniku vtokových vírů pro použití několika vtokových objektů obr.13. Hodnoty zaznamenané v grafické závislosti jsou vypočteny z poměru $\frac{h}{d_p}$ a vztahu pro výpočet rychlosti:

kde: h [m] výška hladiny (vzdálenost mezi hladinou a dnem nádrže),
d_p [m] průměr nasávacího potrubí (obr. 13 značeno pouze d).

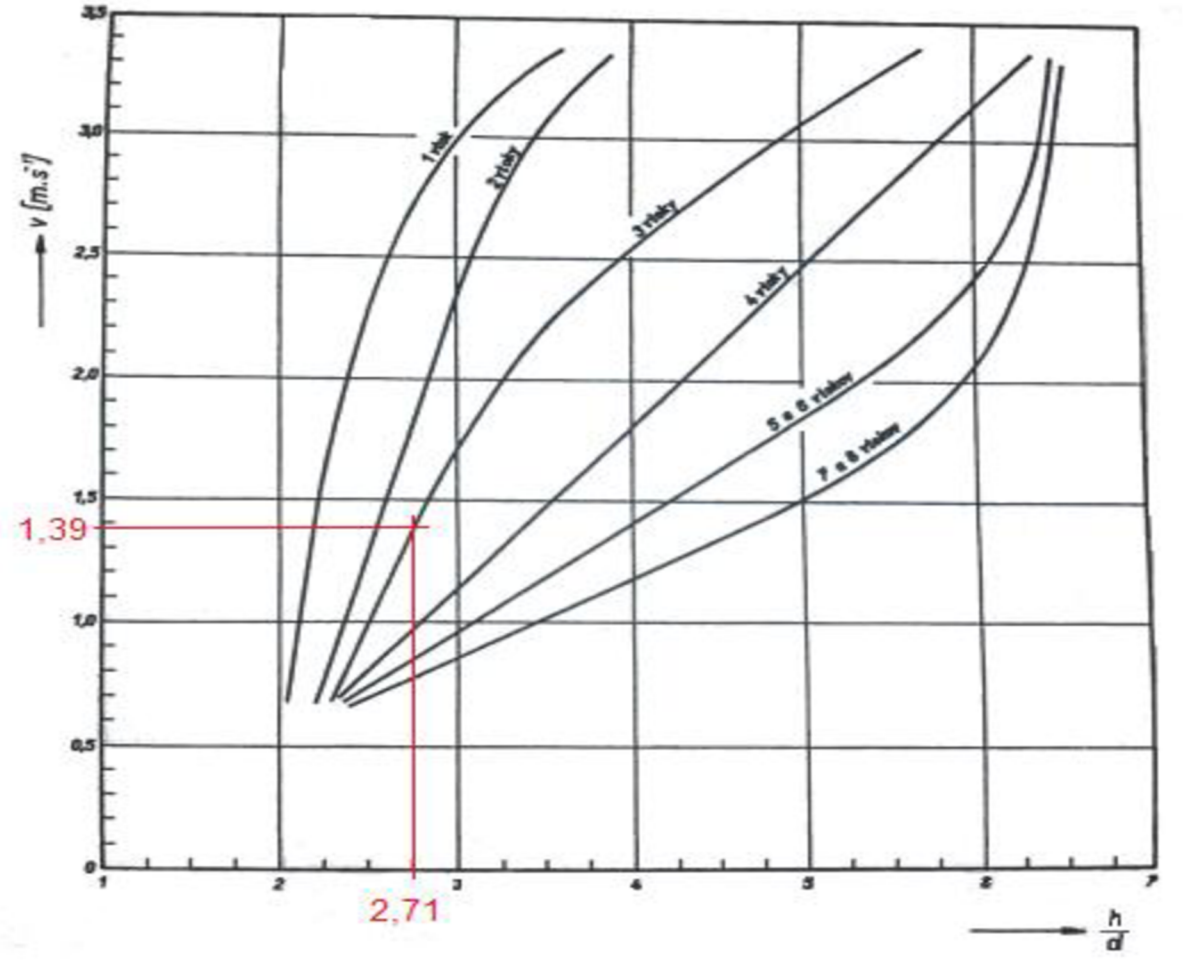
$$\frac{h}{d_p} = \frac{1{,}625}{0{,}6} = 2{,}71$$

Vstupní rychlost na vtoku do násosky:

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_n^2} \tag{4.14}$$

$$v_n = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_n^2} = \frac{4 \cdot 0{,}703}{\pi \cdot 0{,}8^2} = 1{,}39\ m/s$$

kde: v_n [m/s] vstupní rychlost na vtoku do násosky (obr. 13 značeno pouze v),
Q [m^3/s] průtok,
d_n [m] průměr násosky.



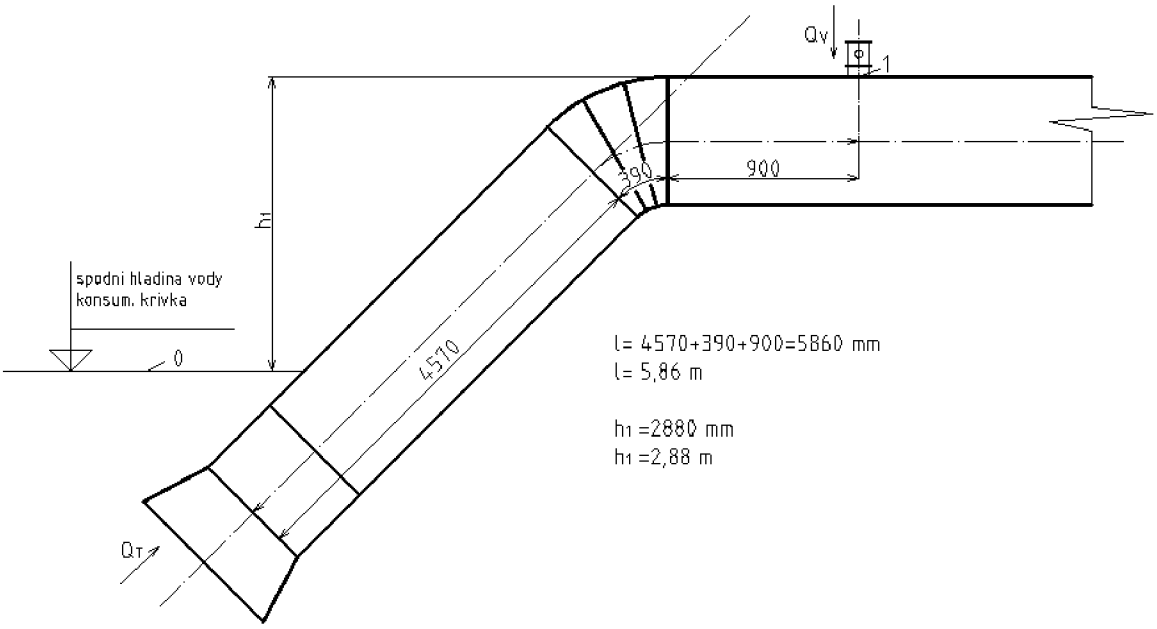
Obr. 13 Hodnoty průřezové rychlosti $v = f\left(\frac{h}{d}\right)$, při kterých začínají vznikat nálevkové víry v nádržích s kolenovými vtoky mezi pilíři [23].

Z grafických závislostí vyplývá že podmínky, které zajišťují provoz bez vtokových vírů byly splněny. Ta pro využití více vtoků ovšem velmi těsně, kdy hodnota leží přesně na hranici. Kdyby tedy v provozu ke vtokovým vírům přece jen docházelo musela by se MVE vybavit hladinovými rošty, které by těmto problémům definitivně zamezily.

4.7 Dimenzování zavzdušňovacího ventilu

Do nejvyššího místa stroje bude instalován zavzdušňovací ventil, který bude sloužit k odstavení stroje zavzdušnění násosky. Odstavení stroje bude realizován jen tímto ventilem, jelikož tento stroj nebude mít na vtoku žádné uzavírací klapky ani žádné jiné uzávěry. Průtočná plocha ventilu musí být tak velká, aby ventil do hydraulického obvodu stačil vypustit množství vzduchu odpovídající průtoku vody turbínou [7].

Nejprve bylo nutné určit tlak v nejvyšším bodě turbíny. Pro výpočet tohoto tlaku byla použita Bernoulliho rovnice. Rovnice je vztažena k bodu 0 viz obr.14.



Obr. 14 Schéma rozměrů turbíny pro výpočet zavzdušňovacího ventilu

$$\frac{p_{atm}}{\rho}+\frac{c_0^2}{2}+g\cdot h_0=\frac{p_1}{\rho}+\frac{c_1^2}{2}+g\cdot h_1+Y_{Z0-1}+Y_T \qquad (4.15)$$

kde:

p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak,
ρ	[kg/m^3]	hustota,
c_0	[m/s]	rychlost vody na hladině nádrže,
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení,
h_0	[m]	vztažná rovina výpočtu,
p_1	[Pa]	relativní tlak v bodě umístění zavzdušňovacího ventilu,
c_1	[m/s]	rychlost v bodě umístění zavzdušňovacího ventilu,
h_1	[m]	vzdálenost vztažné roviny od bodu, kde bude umístěn zavzdušňovací ventil ,
Y_{Z0-1}	[J/kg]	ztrátová měrná energie,
Y_T	[J/kg]	měrná energie turbíny,

$$c_1=\left(\frac{4\cdot Q}{\pi\cdot D_{ok}^2}\right);\qquad Y_{Z0-1}=\left(\xi_V+\xi_K+\lambda\cdot\frac{l}{D_{ok}}\right)\cdot\frac{c_1^2}{2};\qquad Y_T=g\cdot H \qquad (4.16 - 4.18)$$

kde:

Q	[m^3/s]	průtok turbínou v návrhovém bodě,
D_{ok}	[m]	průměr oběžného kola
ξ_V	[-]	ztrátový součinitel na vtoku,
ξ_K	[-]	ztrátový součinitel kolena,
λ	[-]	součinitel délkových ztrát,
l	[m]	vzdálenost osy ventilu od vtoku.

$$0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{ok}^2}\right)^2}{2} + g \cdot h_1 + \left(\xi_V + \xi_K + \lambda \cdot \frac{l}{D_{ok}}\right) \cdot \frac{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{ok}^2}\right)^2}{2} + g \cdot H$$

$$p_1 = -\rho \cdot \left[\frac{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{ok}^2}\right)^2}{2} + g \cdot h_1 + \left(\xi_V + \xi_K + \lambda \cdot \frac{l}{D_{ok}}\right) \cdot \frac{\left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{ok}^2}\right)^2}{2} + g \cdot H \right]$$

$$p_1 = -1000 \cdot \left[\frac{\left(\frac{4 \cdot 0{,}703}{\pi \cdot 0{,}6^2}\right)^2}{2} + 9{,}81 \cdot 2{,}88 + \left(0{,}5 + 0{,}25 + 0{,}03 \cdot \frac{5{,}86}{0{,}6}\right) \cdot \frac{\left(\frac{4 \cdot 0{,}703}{\pi \cdot 0{,}6^2}\right)^2}{2} + 9{,}81 \cdot 0{,}864 \right]$$

$$p_1 = -43\,043\ Pa \approx -43\ kPa$$

Pro správnou funkci ventilu musí platit, že průtok vzduchu ventilem je větší než maximální průtok vody turbínou $Q_V > Q_T$.

$Q_{Tmax} = 0{,}774\ m^3/s$ .... tato hodnota byla stanovena již při výpočtu výkonové křivky.
Průtok vzduchu ventilem se stanoví ze vztahu:

$$Q_V = \mu_V \cdot S_V \cdot c_V \tag{4.19}$$

kde: Q_V [m^3/s] průtok vzduchu ventilem,
μ_V [-] průtokový součinitel,
S_V [m^2] průtočná plocha ventilem,
c_V [m/s] rychlost vzduchu.

Rychlost vzduchu spočítáme ze vztahu:

$$c_V = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{atm} - p_0)}{\rho_{vz} \cdot (1 + \xi_{Ven})}} \tag{4.20}$$

kde: p_{atm} [Pa] atmosférický tlak,
p_0 [Pa] absolutní tlak v nejvyšším bodě turbíny $(p_0 = p_{atm} - p_1)$,
ρ_{vz} [kg/m^3] hustota vzduchu,
ξ_{Ven} [-] ztrátový součinitel ventilu.

Ztrátový součinitel ventilu je možné dopočítat dle vztahu:

$$\xi_{Ven} = \left(1 - \frac{S_V}{S_0}\right)^2 \cong 1 \tag{4.21}$$

kde: S_V [m^2] průtočná plocha ventilem,
S_0 [m^2] průtočná plocha savky v místě ventilu.

Hodnotu μ_V lze dopočítat dle vztahu:

$$\mu_V = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{Ven}}} \tag{4.22}$$

$$\xi_{Ven} = \left(1 - \frac{S_V}{S_0}\right)^2 = \left(1 - \frac{\frac{\pi \cdot d_V^2}{4}}{\frac{\pi \cdot d_0^2}{4}}\right)^2 = \left(1 - \frac{d_V^2}{d_0^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{0{,}1^2}{0{,}6^2}\right)^2 = 0{,}94522$$

$$c_V = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{atm} - p_0)}{\rho_{vz} \cdot (1 + \xi_{Ven})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{atm} - (p_{atm} - p_1))}{\rho_{vz} \cdot (1 + \xi_{Ven})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho_{vz} \cdot (1 + \xi_{Ven})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 43\,043}{1{,}29 \cdot (1 + 0{,}94522)}}$$

$$c_V = 185{,}22\ m/s$$

$$\mu_V = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{Ven}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 0{,}94522}} = 0{,}717$$

$$Q_V = \mu_V \cdot S_V \cdot c_V = \mu_V \cdot \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} \cdot c_V = 0{,}717 \cdot \frac{\pi \cdot 0{,}1^2}{4} \cdot 185{,}22 = 1{,}043\ m^3/s$$

Z provedeného výpočtu vyplývá, že pokud použijeme zavzdušňovací ventil DN 100 bude splněna podmínka $Q_V > Q_T$.

5 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

V této kapitole budou provedeny základní pevnostní výpočty nutné pro návrh průměru hřídele, per a sil působící na ložiska.

5.1 Hřídel

Hřídel turbíny je z největší části namáhán na krut. Toto namáhání je způsobeno hnacím momentem turbíny. Při nulové hodnotě momentu se dostáváme se strojem na průběžné otáčky. Je nutné si uvědomit, že vírová turbína bude mít daný výkon vyšší provozní i průběžné otáčky. Dalším významným namáháním je ohyb a to [2]:

- odstředivými silami plynoucí z nedokonale vyváženého kola,
- silami ozubeného převodu čelního nebo kuželového (našeho řešení se netýká),
- vlastní vahou hřídele a vahou částí na něm nasazených,
- tahem řemene při řemenovém přenosu výkonu.

Naproti tomu namáhání v tahu axiálními silami je velmi malé a lze jej zanedbat [2].
Pro hřídel bude uvažován součinitel bezpečnosti k_s = 2,5 pro přenos krouticího momentu. A to z důvodu poměrně velké délky hřídele.
Dovolené namáhání v krutu τ_{Dk} = 20 - 35 MPa.
Jako materiál hřídele byla zvolena ocel 11 500 s těmito mechanickými vlastnostmi [6]:

- mez pevnosti R_m = 470 až 610 MPa,
- mez kluzu R_e = 245 MPa,
- mez únavy v krutu τ_c = 125 -155 MPa.

Pro hřídel je pevnost v krutu dána vztahem [8]:

$$\tau_{k,\max} = \frac{M_{k\max}}{W_k} \leq \tau_{Dk} \tag{5.0}$$

kde: $\tau_{k,\max}$ [MPa] maximální napětí v krutu,
$M_{k\max}$ [Nm] maximální krouticí moment na hřídeli turbíny,
W_k [m^4] průřezový modul hřídele v krutu,
τ_{Dk} [MPa] dovolené namáhání v krutu.

Maximální krouticí moment na hřídeli je dán vztahem [8]:

$$M_{k\max} = \frac{P_{T\max}}{\omega} = \frac{P_{T\max}}{2 \cdot \pi \cdot n} \tag{5.1}$$

kde: $M_{k\max}$ [Nm] maximální krouticí moment na hřídeli turbíny,
$P_{T\max}$ [W] maximální výkon turbíny,
ω [rad/s] úhlová rychlost,
n [min^{-1}] otáčky na hřídeli.

Průřezový modul hřídele v krutu je dán vztahem [8]:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_h^3}{16} \tag{5.2}$$

kde: W_k [m^4] průřezový modul hřídele v krutu,
d_h [m] průměr hřídele.

Po dosazení maximálního krouticího momentu do rovnice (5.0) dostáváme:

$$\frac{M_{k\max}}{W_k} \le \tau_{Dk}$$

$$\frac{\frac{P_{T\max}}{2\cdot\pi\cdot n}}{\frac{\pi\cdot d_h^3}{16}} \le \tau_{Dk}$$ …po úpravě a zavedení bezpečnosti dostaneme vztah:

$$\frac{8\cdot P_{T\max}\cdot k_s}{\pi^2\cdot n\cdot d_h^3} \le \tau_{Dk}$$ …odtud lze vyjádřit vztah pro výpočet průměru hřídele:

$$d_h \ge \sqrt[3]{\frac{8\cdot P_{T\max}\cdot k_s}{\pi^2\cdot n\cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{8\cdot 4\,740\cdot 2{,}5}{\pi^2\cdot\frac{260}{60}\cdot 30\cdot 10^6}} = 0{,}04196\ m \cong 42\ mm$$

Poznámka: Hodnoty maximálního výkonu turbíny $P_{T\,max}$ = 4,74 kW a otáček n =260 min^{-1} byly určeny již při výpočtu výkonu, který sloužil ke stanovení průběhu výkonové křivky.

Tato minimální hodnota průřezu byla navýšena na hodnotu d_h = 50 mm. Toto navýšení je zapříčiněno z důvodu velmi dlouhého hřídele, u kterého by mohlo docházet k výraznému průhybu a také proto, že do hřídele bude udělána drážka, která ještě sníží hodnotu plného průřezu hřídele.

5.2 Výpočet (dimenzování) pera

Hlavní funkcí pera bude přenos krouticího momentu mezi nábojem oběžného kola a hřídelem. Ten bude dále přes řemenový převod veden na generátor. Pro přenos krouticího momentu bylo voleno pero těsné. Materiálem bude ocel 11 600 s následujícími vlastnostmi [6]:

- mez pevnosti R_m = 590 až 705 MPa,
- mez kluzu R_e = 295 MPa,
- tvrdost max. 205 HB.

Rozměry těsného pera (resp. drážky pro pero v hřídeli a náboji) vychází z průměru hřídele. V našem případě je průměr hřídele ϕd_h= 50 mm. Tento průměr spadá do rozsahu 44 až 50. Z uvedeného rozsahu hodnot průměru hřídele lze z tabulek odečíst rozměry pera [6]:

- šířka pera b_p = 14 mm,
- výška pera h_p = 9 mm,
- hloubka drážky v hřídeli t = 5,5 mm,
- hloubka drážky v náboji t_1 = 3,5 mm,
- délka pera l_p = 40 až 140 mm,
- poloměr drážky R_1 = 0,6 mm.

Kontrolní výpočet je založený na předpokladu, že k přenosu krouticího momentu dochází bočními plochami pera. [8]

Výpočet minimální délky pera je dán vztahem [8]:

$$l_{\min} \geq \frac{4 \cdot M_{k\max}}{d_h \cdot p_{0D} \cdot t_1} + b_p \tag{5.3}$$

kde: l_{min} [m] minimální délka pera,
$M_{k\max}$ [Nm] maximální krouticí moment na hřídeli turbíny,
d_h [m] průměr hřídele,
p_{0m} [Pa] měrný tlak,
p_{0D} [Pa] maximální dovolený měrný tlak,
t_1 [m] hloubka drážky v náboji,
b_p [m] šířka pera.

Maximální dovolený měrný tlak pro neposuvný ocelový náboj má hodnotu p_{0D} = 110 MPa. [8]

$$l_{\min} \geq \frac{4 \cdot 174{,}1}{0{,}05 \cdot 110 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0035} + 0{,}014 = 0{,}0501766\ m \cong 50{,}2\ mm$$

Délku pera je možno volit z rozsahu l_p = 40 až 140 mm. Délka pera byla zvolena na hodnotu l_p = 80 mm. Díky takto navolené hodnotě dojde k snížení měrného tlaku na pero a tedy k poklesu jeho namáhání, proti minimální možné hodnotě l = 40 mm. Zatížení měrným tlakem je tedy možné zpětně dopočítat ze vztahu [8]:

$$p_{0m} = \frac{4 \cdot M_{k\max}}{d_h \cdot (l_p - b_p) \cdot t_1} \tag{5.4}$$

$$p_{0m} = \frac{4 \cdot M_{k\max}}{d_h \cdot (l_p - b_p) \cdot t_1} = \frac{4 \cdot 174{,}1}{0{,}05 \cdot (0{,}08 - 0{,}014) \cdot 0{,}0035} = 60{,}2944\ MPa \cong 60{,}3\ MPa$$

a) Kontrola na otlačení hřídel - pero [8]:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{k\max}}{(d_h - t)} = \frac{k_s \cdot P_{T\max}}{\pi \cdot n \cdot (d_h - t)} \tag{5.5}$$

kde: F_k [N] zatěžující síla hřídele v krutu,
$M_{k\max}$ [Nm] maximální krouticí moment na hřídeli turbíny,
d_h [m] průměr hřídele,
t [m] hloubka drážky v hřídeli,
k_s [-] součinitel bezpečnosti,
$P_{T\max}$ [W] maximální výkon turbíny,
n [min^{-1}] otáčky turbiny.

$$F_k = \frac{k_s \cdot P_{T\max}}{\pi \cdot n \cdot (d_h - t)} = \frac{2{,}5 \cdot 4740}{\pi \cdot \frac{260}{60} \cdot (0{,}05 - 0{,}0055)} = 19\,560\ N = 19{,}56\ kN$$

Tlakové zatížení spoje [8]:

$$p_h = \frac{F_k}{l_p \cdot t} \tag{5.6}$$

kde: p_h [Pa] tlakové zatížení spoje,
F_k [N] zatěžující síla hřídele v krutu,
l_p [m] délka pera,
t [m] hloubka drážky v hřídeli.

$$p_h = \frac{F_k}{l_p \cdot t} = \frac{19\,560}{0{,}08 \cdot 0{,}0055} = 44{,}45\ MPa$$

$p_h < p_{0D}$ … podmínka splněna

b) Kontrola na otlačení náboj - pero [8]:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_{k\,\max}}{(d_h - t_1)} = \frac{k_s \cdot P_{T\,\max}}{\pi \cdot n \cdot (d_h - t_1)} \tag{5.7}$$

kde: F_k [N] zatěžující síla hřídele v krutu,
$M_{k\,\max}$ [Nm] maximální kroutící moment na hřídeli turbíny,
d_h [m] průměr hřídele,
t_1 [m] hloubka drážky v náboji,
k_s [-] součinitel bezpečnosti,
$P_{T\,\max}$ [W] maximální výkon turbíny,
n [min^{-1}] otáčky turbiny.

$$F_k = \frac{k_s \cdot P_{T\,\max}}{\pi \cdot n \cdot (d_h - t_1)} = \frac{2{,}5 \cdot 4740}{\pi \cdot \frac{260}{60} \cdot (0{,}05 - 0{,}0035)} = 18\,720\ N = 18{,}72\ kN$$

Tlakové zatížení spoje [8]:

$$p_h = \frac{F_k}{l_p \cdot t_1} \tag{5.8}$$

kde: p_h [Pa] tlakové zatížení spoje,
F_k [N] zatěžující síla hřídele v krutu,
l_p [m] délka pera,
t_1 [m] hloubka drážky v náboji.

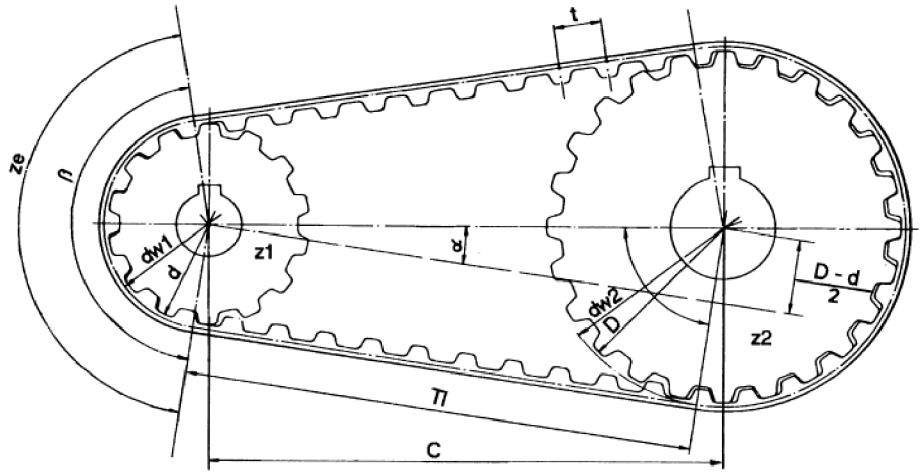
$$p_h = \frac{F_k}{l_p \cdot t} = \frac{18\,720}{0{,}08 \cdot 0{,}0035} = 66{,}86\ MPa$$

$p_h < p_{0D}$ … podmínka splněna

Navržené pero: 14e7x9x80 dle ČSN 02 2562.

5.3 Návrh převodu ozubeným řemenem

Převody ozubeným řemenem spojují výhody řemenových a řetězových převodů. Vlastně jde o převod s tvarovým stykem. Vhodné profilování řemenu a řemenice zabezpečí, že nedojde k prokluzu řemene. Pracují při malém předpětí, nejsou hlučné tj. tlumí rázy a dovedou přenášet i velká zatížení. Navíc dosahují vysokých účinností η = 92 až 99%. Velikost převodového poměru i = 12 (výjimečně i = 30). Schéma ozubeného řemenu obr.15 [4,5].



Obr. 15 Schéma převodu ozubeným řemenem, základní rozměry [24]

kde:	d_{w1}	[m]	výpočtový průměr malé řemenice,
	d_{w2}	[m]	výpočtový průměr velké řemenice,
	d	[m]	vnější průměr malé řemenice,
	D	[m]	vnější průměr velké řemenice,
	z_1	[-]	počet zubů malé řemenice,
	z_2	[-]	počet zubů velké řemenice,
	z_e	[-]	počet zubů v záběru,
	n_1	[min^{-1}]	otáčky malé řemenice,
	n_2	[min^{-1}]	otáčky velké řemenice,
	C	[m]	osová vzdálenost,
	TI	[m]	volná délka,
	$t_ř$	[m]	rozteč,
	β_1	[°]	úhel opásání malé řemenice.

Známe otáčky na hřídeli turbíny n_2 =260 min^{-1}a otáčky elektromotoru n_1 =1450 min^{-1}. Můžeme si tedy spočítat teoretický převodový poměr i_{th} ze vztahu [5]:

$$i_{th} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \tag{5.9}$$

$$i_{th} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{260} = 5{,}576923077$$

Počet zubů malé řemenice se volí podle typu řemene od 10 do 32 zubů. Je volen ozubený řemen 08M HTD (08M značí rozteč zubů řemene). Počet zubů malé řemenice z_1 = 30. Ze vztahu 5.3 je možné dopočítat počet zubů velké řemenice:

$$z_2 = z_1 \cdot i = 30 \cdot 5{,}576923077 \quad = 167{,}3 \; zubů$$

Nejbližší vyráběná řemenice má 168 zubů. Přepočítáme převodový poměr.

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{168}{30} = 5{,}6$$

Poznámka: Po provedení přepočetu otáček pomocí přepočteného převodového poměru dostáváme hodnotu n_1 = 1456 min^{-1}. Rozdíl přepočtených otáček vůči původním lze považovat za minimální.

Dále bylo nutné stanovit výpočtové průměry řemenic ze vztahu [24]:

$$d_w = \frac{z \cdot t_{ř}}{\pi} \tag{5.10}$$

$$d_{w1} = \frac{z_1 \cdot t_{ř}}{\pi} = \frac{30 \cdot 8}{\pi} = 76{,}39\ mm$$

$$d_{w2} = \frac{z_2 \cdot t_{ř}}{\pi} = \frac{168 \cdot 8}{\pi} = 427{,}81\ mm$$

Pro tyto výpočtové průměry bylo možné z katalogu odečíst vnější průměry velké a malé řemenice. Průměr malé řemenice d = 75 mm, průměr velké řemenice D = 426 mm.

Poznámka: V katalogu ozubených řemenic jsou výpočtové průměry označeny jako D_p a vnější průměry D_e.
Z katalogu CHALLENGE [25] byl zvoleny následující řemenice:
malá řemenice označení **30-08M-50**, typ **S3F**,
velká řemenice označení **168-08M-50**, typ **A0**.

Z vnějších průměrů řemenic je možné spočítat úhel opásání β_1 ze vztahu [24]:

$$\beta_1 = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D-d}{2 \cdot C}\right) \tag{5.11}$$

Poznámka: pro první výpočet volím osovou vzdálenost C= 1000 mm

$$\beta_1 = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D-d}{2 \cdot C}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{426-75}{2 \cdot 1000}\right) = 159{,}78\ °$$

Dále je proveden výpočet teoretické délky řemene L_{th} a délky řemene L ze vztahů [24]:

$$L_{th} \cong 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} \cdot (D+d) + \frac{(D+d)^2}{4 \cdot C} \tag{5.12}$$

$$L_{th} \cong 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} \cdot (D+d) + \frac{(D+d)^2}{4 \cdot C} = 2 \cdot 1000 + \frac{\pi}{2} \cdot (426+75) + \frac{(426+75)^2}{4 \cdot 1000} = 2849{,}72\ mm$$

$$L = 2 \cdot C \cdot \sin\frac{\beta_1}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot \left[D + d + \left(1 - \frac{\beta_1}{180}\right) \cdot (D-d)\right] \tag{5.13}$$

$$L = 2 \cdot 1000 \cdot \sin\frac{159{,}78}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot \left[426 + 75 + \left(1 - \frac{159{,}78}{180}\right) \cdot (426-75)\right] = 2817{,}85\ mm$$

Z katalogu CHALLENGE [25] byl zvolen řemen délky L = 2 800 mm o označení **2800-08M-50**. Po této volbě bylo nutné provést přepočty teoretické délky řemene L_{th}, úhlu opásání a osové vzdálenosti.

Poznámka: Přepočet byl proveden v programu Excel pomocí aplikace Řešitel. Kdy bylo provedeno řešení na konkrétní hodnotu délky řemene.

Po provedení přepočtu se došlo k následujícím hodnotám:

$L_{th} = 2832{,}16\ mm \cong 2832\ mm$,

$\beta_1 = 159{,}6°$,

$C = 990{,}93 \cong 991\ mm$.

Výpočet počtů zubů v záběru ze vztahu [24]:

$$z_e = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{360} \tag{5.14}$$

$$z_e = z_1 \cdot \frac{\beta_1}{360} = 30 \cdot \frac{159{,}6}{360} = 13{,}3\ zubů$$

Výpočet obvodové síly na řemen ze vztahu [24]:

$$F_o = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_k}{d_{w2}} = \frac{19{,}1 \cdot 10^6 \cdot P_T}{n_2 \cdot d_{w2}} = \frac{10^3 \cdot P_T}{v_o} \tag{5.15}$$

kde: M_k [Nm] krouticí moment na hřídeli turbíny,
d_{w2} [m] výpočtový průměr velké řemenice,
P_T [W] výkon turbíny,
v_o [m/s] obvodová rychlost.

$$F_o = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_k}{d_w} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 174{,}1}{426} = 817{,}371 \cong 817{,}4\ N$$

Výpočet obvodové rychlosti řemene ze vztahu [24]:

$$v_o = \frac{d_{w2} \cdot n_2}{19{,}1 \cdot 10^3} \tag{5.16}$$

$$v_o = \frac{d_{w2} \cdot n_2}{19{,}1 \cdot 10^3} = \frac{426 \cdot 260}{19{,}1 \cdot 10^3} = 5{,}7989 \cong 5{,}8\ m/s$$

Výpočet napínací síly řemene [7]:

$$T = \frac{M_{k\,\max}}{R} \tag{5.17}$$

kde: T [N] celková třecí síla řemene,
$M_{k\,\max}$ [Nm] maximální krouticí moment na hřídeli turbíny,
R [m] poloměr velké řemenice.

$$T = \frac{M_{k\,\max}}{R} = \frac{174{,}1}{0{,}213} = 817{,}37\ N$$

$$p = \frac{T}{b_ř \cdot R \cdot f \cdot \beta_2} \tag{5.18}$$

kde: p [Pa] měrný tlak působící na řemen,
$b_ř$ [m] šířka řemene,
R [m] poloměr velké řemenice,
f [-] koeficient tření,
β_2 [°] úhel opásání velké řemenice.

$$\beta_2 = 180° + 2 \cdot \alpha \tag{5.19}$$

kde: β_2 [°] úhel opásání velké řemenice,
α [°] doplňkový úhel.

$$\alpha = \frac{(180° - \beta_1)}{2} \tag{5.20}$$

kde: α [°] doplňkový úhel,
β_1 [°] úhel opásání malé řemenice.

$$\alpha = \frac{(180° - \beta_1)}{2} = \frac{(180° - 159{,}6)}{2} = 10{,}2°$$

$$\beta_2 = 180° + 2 \cdot \alpha = 180° + 2 \cdot 10{,}2 = 200{,}4°$$

$$p = \frac{T}{b_ř \cdot R \cdot f \cdot \beta_2} = \frac{817{,}37}{0{,}05 \cdot 0{,}213 \cdot 0{,}3 \cdot \left(\frac{200{,}4 \cdot \pi}{180}\right)} = 73\,142{,}99\ Pa \cong 73{,}143\ kPa$$

$$dF_N = p \cdot dS = p \cdot b_ř \cdot R \cdot d\varphi \tag{5.21}$$

kde: dF_N [N] element napínací síly,
p [Pa] měrný tlak působící na řemen,
dS [m^2] element plochy,
$b_ř$ [m] šířka řemene,
R [m] poloměr velké řemenice,
f [-] koeficient tření,
$d\varphi$ [rad] element úhlu opásání.

Napínací sílu lze rozdělit do složek:

$$dF_{N\,x} = dN \cdot \cos\varphi \tag{5.22}$$

$$dF_{N\,y} = dN \cdot \sin\varphi \tag{5.23}$$

Poznámka: Pro získání hodnot složek napínací síly jednotlivé složky z integrujeme. Hranice integrálů je nutné dosadit v radiánech.

$$F_{Nx} = \int_{-\alpha}^{180+\alpha} dN \cdot \sin\varphi \cdot d\varphi = \int_{-0,178}^{3,32} p \cdot b \cdot R \cdot \sin\varphi \cdot d\varphi = p \cdot b \cdot R \cdot \left[-(\cos\varphi)\right]_{-0,178}^{3,32}$$

$$F_{Nx} = 73\,143 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}213 \cdot \left[-\cos(3{,}32) - (-\cos(-0{,}178))\right] = 1\,533{,}3\,N$$

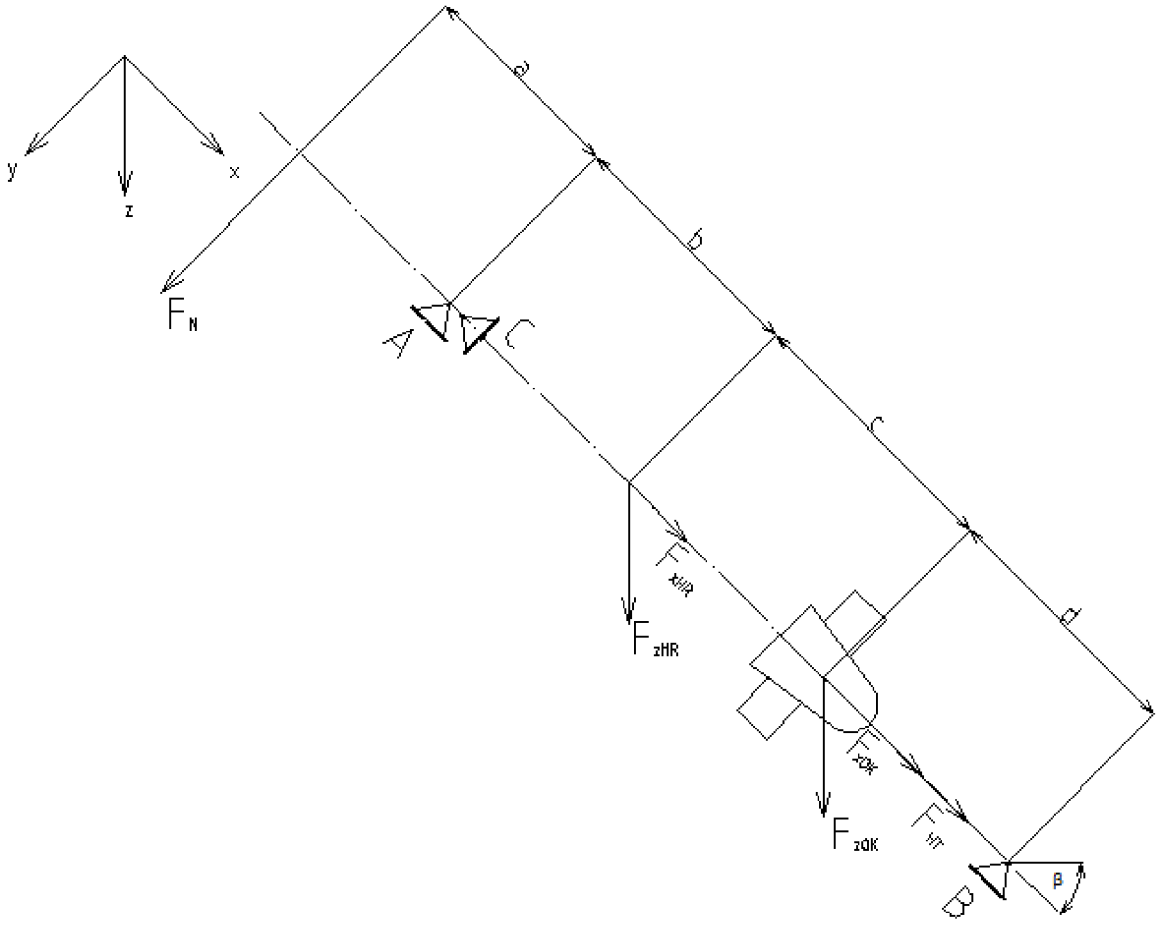
$$F_{Ny} = \int_{-\alpha}^{180+\alpha} dN \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi = \int_{-0,178}^{3,32} p \cdot b \cdot R \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi = p \cdot b \cdot R \cdot \left[\sin\varphi\right]_{-0,178}^{3,32}$$

$$F_{Ny} = 73\,143 \cdot 0{,}05 \cdot 0{,}213 \cdot \left[\sin(3{,}32) - (\sin(-0{,}178))\right] = 0\,N$$

Celková hodnota napínací síly řemene $F_N = F_{Nx} = 1\,533{,}3\ N$

5.4 Návrh ložisek

Hřídel bude uložena ve dvou ložiskách viz obr.16 statický rozbor hřídele. Prvním bude kluzné ložisko uzel B mazané vodou, které bude zachycovat radiální síly. Druhým bude soudečkové dvouřadé ložisko uzly A, C mazané olejem, které bude mít za úkol zachycovat jak radiální, tak i axiální sílu působící na hřídel.



Obr. 16 Schéma statického rozboru hřídele v uložení

5.4.1 Výpočet zátěžných sil

Výpočet hydraulického zatížení oběžného kola [8]:

$$F_{HT} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ok}^2 - d_h^2\right) \cdot \rho \cdot g \cdot H \tag{5.24}$$

kde: F_{HT} [N] hydraulický tah,
D_{ok} [m] průměr oběžného kola,
d_h [m] průměr hřídele,
ρ [kg/m^3] hustota,
g [m/s^2] gravitační zrychlení,
H [m] čistý spád.

$$F_{HT} = \frac{\pi}{4} \cdot \left(D_{ok}^2 - d_h^2\right) \cdot \rho \cdot g \cdot H = \frac{\pi}{4} \cdot \left(0{,}6^2 - 0{,}05^2\right) \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}1 = 3\,029{,}9\ N \cong 3\,030\ N$$

Výpočet zátěžné síly způsobenou vahou hřídele [8]:

$$F_{HR} = m_h \cdot g \tag{5.25}$$

Sílu je nutné rozložit do složek x a z:

$$F_{x\,HR} = m_h \cdot g \cdot \sin\beta \tag{5.26}$$

$$F_{z\,HR} = m_h \cdot g \cdot \cos\beta \tag{5.27}$$

kde: $F_{x\,HR}$ [N] zátěžná síla daná vahou hřídele ve směru x,
$F_{z\,HR}$ [N] zátěžná síla daná vahou hřídele ve směru z,
m_h [kg] hmotnost hřídele,
g [m/s^2] gravitační zrychlení,
β [°] úhel natočení stroje.

Poznámka: Hmotnost hřídele m_h = 121 kg. Tato hodnota byla odečtena v programu Inventor.

$$F_{x\,HR} = m_h \cdot g \cdot \sin\beta = 121 \cdot 9.81 \cdot \sin 45° = 839{,}3\ N$$

$$F_{z\,HR} = m_h \cdot g \cdot \cos\beta = 121 \cdot 9{,}81 \cdot \cos 45° = 839{,}3\ N$$

Výpočet zátěžné síly od oběžného kola [8]:

$$F_{OK} = m_{OK} \cdot g \tag{5.28}$$

Sílu je nutné rozložit do složek x a z:

$$F_{x\,OK} = m_{OK} \cdot g \cdot \sin\beta \tag{5.29}$$

$$F_{z\,OK} = m_{OK} \cdot g \cdot \cos\beta \tag{5.30}$$

kde: $F_{x\,OK}$ [N] zátěžná síla daná vahou oběžného kola ve směru x,
$F_{z\,OK}$ [N] zátěžná síla daná vahou oběžného kola ve směru z,
m_{OK} [kg] hmotnost oběžného kola,
g [m/s^2] gravitační zrychlení,
β [°] úhel natočení stroje.

Poznámka: Hmotnost oběžného kola m_{OK} = 75,9 kg. Tato hodnota byla spočtena. Na výkrese modelu byla uvedena hmotnost oběžného kola m = 2,81 kg. Tato hodnota byla přepočtena podle modelového měřítka. Kdy $m_{OK} = 2{,}81 \cdot k^3$. Kde k je označení konstanty měřítka k=3.

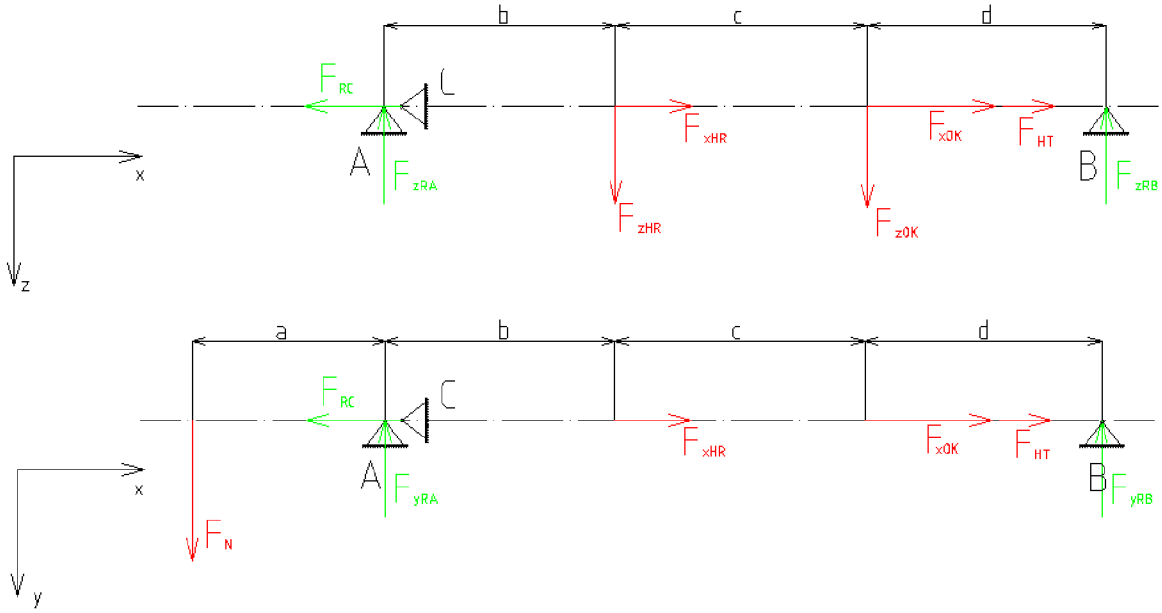
$$F_{x\,OK} = m_{OK} \cdot g \cdot \sin\beta = 75{,}9 \cdot 9{,}81 \cdot \sin 45° = 526{,}5\ N$$

$$F_{z\,OK} = m_{OK} \cdot g \cdot \cos\beta = 75{,}9 \cdot 9{,}81 \cdot \cos 45° = 526{,}5\ N$$

Velikost napínací síly F_N byla stanovena již při výpočtu převodu ozubeným řemenem. Hodnota F_N = 1533,3 N.

5.4.2 Výpočet reakcí v ložiskách

Pro určení typu a životnosti ložiska je nutné vyřešit silové působení, kterým budou ložiska zatěžována. Rozbor silového zatížení a reakcí na hřídeli obr. 17.



Obr. 17 Silové působení na hřídeli turbíny

Velikosti rozměrů a - d jsou odečteny z koncepčního návrhu viz příloha 7, jejich hodnoty: a = 165 mm, b = 3233 mm, c = 1792,5 mm, d = 139,5 mm.

Při výpočtu reakcí bude vycházeno ze silové a momentové rovnováhy:
Ze silové rovnováhy v ose x $\sum F_X = 0$:

$$F_{x\,HR} + F_{x\,OK} + F_{HT} - F_{RC} = 0 \qquad (5.31)$$

$$F_{RC} = F_{x\,HR} + F_{x\,OK} + F_{HT} = 839{,}3 + 526{,}5 + 3\,030 = 4\,395{,}8\ N$$

Z momentové rovnováhy k bodu B $\sum M_B = 0$:

$$F_{z\,OK} \cdot d + F_{z\,HR} \cdot (c + d) - F_{zRA} \cdot (b + c + d) = 0 \qquad (5.32)$$

$$F_{zRA} = \frac{F_{z\,OK} \cdot d + F_{z\,HR} \cdot (c+d)}{(b+c+d)} = \frac{526{,}5 \cdot 0{,}1395 + 839{,}3 \cdot (1{,}7925 + 0{,}1395)}{(3{,}233 + 1{,}7925 + 0{,}1395)} = 328{,}2\ N$$

Ze silové rovnováhy v ose z $\sum F_z = 0$:

$$-F_{z\,RA} + F_{z\,HR} + F_{z\,OK} - F_{z\,RB} = 0 \tag{5.33}$$

$$F_{z\,RB} = -F_{z\,RA} + F_{z\,HR} + F_{z\,OK} = -328{,}2 + 839{,}3 + 526{,}5 = 1\,037{,}6\ N$$

Z momentové rovnováhy k bodu A $\sum M_A = 0$:

$$-F_N \cdot a + F_{y\,RB} \cdot (b+c+d) = 0 \tag{5.34}$$

$$F_{y\,RB} = \frac{F_N \cdot a}{(b+c+d)} = \frac{1533{,}3 \cdot 0{,}165}{(3{,}233 + 1{,}792 + 0{,}1395)} = 48{,}98\ N \cong 49\ N$$

Ze silové rovnováhy v ose y $\sum F_y = 0$:

$$F_N - F_{yRA} - F_{y\,RB} = 0 \tag{5.35}$$

$$F_{yRA} = F_N - F_{y\,RB} = 1533{,}3 - 49 = 1\,484{,}3\ N$$

Celková reakce v bodě A:

$$F_{RA} = \sqrt{F_{y\,RA}^2 + F_{z\,RA}^2} \tag{5.36}$$

$$F_{RA} = \sqrt{F_{y\,RA}^2 + F_{z\,RA}^2} = \sqrt{1\,484{,}3^2 + 328{,}2^2} = 1\,520{,}2\ N$$

Celková reakce v bodě B:

$$F_{RB} = \sqrt{F_{y\,RB}^2 + F_{z\,RB}^2} \tag{5.37}$$

$$F_{RB} = \sqrt{F_{y\,RB}^2 + F_{z\,RB}^2} = \sqrt{49^2 + 1\,037{,}6^2} = 1\,038{,}8\ N$$

5.4.3 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení

Ekvivalentní dynamické zatížení je počítáno ze vztahu [8,27]:

$$P_{ek} = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \tag{5.38}$$

kde:

P_{ek}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení,
f_k	[-]	součinitel vlivu nepřesnosti ozubení,
f_d	[-]	součinitel dynamického vlivu připojených strojů s nerovnoměrným chodem,
X	[-]	součinitel radiálního zatížení,
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení,
F_r	[N]	radiální síla,
Fa	[N]	axiální síla,

Soudečkové ložisko:

$$P_{ek} = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_{RA} + Y \cdot F_{RC}) = 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot (1 \cdot 1520{,}2 + 2{,}8 \cdot 4395{,}8)$$

$$P_{ek} = 18\,253{,}5\ N \cong 18{,}25\ kN$$

Kluzné ložisko:

$$P_{ek} = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_r + Y \cdot F_a) = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot F_{RB}) = 1{,}1 \cdot 1{,}2 \cdot (1 \cdot 1038{,}8) = 1\,371{,}2\ N \cong 1{,}37\ kN$$

5.4.4 Výpočet základní požadované dynamické únosnosti ložiska

Základní požadovaná dynamická únosnost je dána vztahem [8,27]:

$$C_{\min} = P_{ek} \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \tag{5.39}$$

kde:

C_{min}	[N]	základní požadovaná dynamická únosnost,
P_{ek}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení,
L_h	[h]	základní trvanlivost v hodinách,
n_T	[s^{-1}]	otáčky turbíny,
a_1	[-]	součinitel pravděpodobnosti selhání,
a_{23}	[-]	součinitel materiálu a provozních podmínek.

Soudečkové ložisko:

$$C_{\min} = P_{ek} \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 18\,250 \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{100\,000 \cdot 60 \cdot \frac{260}{60}}{0{,}62 \cdot 1 \cdot 10^6}} = 56\,043{,}4\ N \cong 56\ kN$$

Zvoleno soudečkové dvouřadé ložisko **ZKL typ 22210EW33J** [38]. Katalogová hodnota základní dynamické únosnosti C_{min} = 112 kN. Podmínka je splněna.

Kluzné ložisko:

$$C_{\min} = P_{ek} \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n_T}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 1\,370 \cdot \sqrt[3{,}33]{\frac{100\,000 \cdot 60 \cdot \frac{260}{60}}{0{,}62 \cdot 1 \cdot 10^6}} = 4\,207\ N \cong 4{,}2\ kN$$

5.4.5 Návrh kluzného ložiska

Průměr čepu hřídele ϕ 47 f7 - toleranční pole es = -25 µm ei = -50 µm.
Průměr díry ložiska ϕ 47 F7 - toleranční pole ES = 50 µm EI = 25 µm.

Výpočet radiální ložiskové vůle ze vztahu [8]:

$$\delta = \frac{EI + |es|}{2} \tag{5.40}$$

$$\delta = \frac{EI + |es|}{2} = \frac{25 + |-25|}{2} = 25\ \mu m$$

Výpočet měrného zatížení ložiska [8]:

$$p_m = \frac{F_{RB}}{2 \cdot r \cdot l_l} \tag{5.41}$$

kde: p_m [Pa] měrné zatížení ložiska,
F_{RB} [N] radiální síla přenášena kluzným ložiskem,
r [m] poloměr díry kluzného ložiska,
l_l [m] délka kluzného ložiska.

$$p_m = \frac{F_{RB}}{2 \cdot r \cdot l_l} = \frac{1038{,}8}{2 \cdot 0{,}0235 \cdot 0{,}15} = 147\,348\ Pa \cong 147{,}5\ kPa$$

Výpočet tření v kapalině [8]:

$$f_{kap} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \eta \cdot n_T \cdot r}{\delta \cdot p_m} \tag{5.42}$$

kde: f_{kap} [-] tření v kapalině,
η [Pa.s] dynamická viskozita,
n_T [s^{-1}] otáčky turbíny,
r [m] poloměr díry kluzného ložiska,
δ [μm] radiální ložisková vůle,
p_m [Pa] měrné zatížení ložiska.

$$f = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \eta \cdot n_T \cdot r}{\delta \cdot p_m} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{260}{60} \cdot 0{,}0235}{25 \cdot 10^{-6} \cdot 147{,}5 \cdot 10^3} = 0{,}00055$$

Výpočet Somerfeldova čísla [8]:

$$So = \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot n_T}{p_m} \tag{5.43}$$

kde: So [-] Somerfeldovo číslo,
η [Pa.s] dynamická viskozita,
n_T [s^{-1}] otáčky turbíny,
r [m] poloměr díry kluzného ložiska,
δ [μm] radiální ložisková vůle,
p_m [Pa] měrné zatížení ložiska.

$$So = \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \cdot \frac{\eta \cdot n_T}{p_m} = \left(\frac{0{,}0235}{25 \cdot 10^{-6}}\right)^2 \cdot \frac{10^{-3} \cdot \frac{260}{60}}{147{,}5 \cdot 10^3} = 0{,}026$$

Poznámka: Z charakteristiky $\left(\frac{h}{\delta}\right)_{\min}$ *v závislosti na So pro* $\left(\frac{l}{d}\right) = \frac{150}{47} \cong 3{,}2$ *lze odečíst hodnotu* $\left(\frac{h}{\delta}\right)_{\min} = 0{,}15$.

Výpočet tloušťky mazací vrstvy [8]:

$$h_{\min} = 0{,}15 \cdot \eta \tag{5.44}$$

kde: h_{min} [μm] minimální tloušťka mazací vrstvy,
η [μm] dynamická viskozita.

$$h_{\min} = 0{,}15 \cdot \eta = 0{,}15 \cdot 25 = 3{,}75\ \mu m$$

Výpočet třecího momentu [8]:

$$M_t = F_{RB} \cdot r \cdot f_{kap} \tag{5.45}$$

kde: M_t [Nm] třecí moment,
F_{RB} [N] radiální síla přenášena kluzným ložiskem,
r [m] poloměr díry kluzného ložiska,
f_{kap} [-] tření v kapalině.

$$M_t = F_{RB} \cdot r \cdot f_{kap} = 1038{,}8 \cdot 0{,}0235 \cdot 0{,}0055 = 0{,}0134\ Nm$$

6 ELEKTROTECHNOCKÁ ČÁST NÁVRHU

Turbína bude přes řemenový převod spojena s asynchronním elektromotorem obr.18. Základní rozměry použitého elektromotoru viz příloha 6. Mezi jeho přednosti spadá jednoduchost, spolehlivost a minimální nároky na údržbu. [37]

Nabízela se ještě varianta asynchronního elektromotoru se zvýšenou účinností. Výkon turbíny je poměrně nízký, a proto by byl vhodný motor s vysokou účinností. Bohužel jsou tyto druhy motorů poměrně drahé. Navíc na dané lokalitě mají být podle projekčního návrhu nasazeny tři turbínové stroje, což by celý projekt dále výrazně prodražovalo. Proto byl běžně dostupných elektromotorů zvolen trojfázový patkový elektromotor od firmy Siemens se 1450 min^{-1}. Tento motor má poměrně dobrou účinnost v kontrastu s nižší pořizovací cenou.

Obr.18 Asynchronní elektromotory Siemens, vlevo - přírubový, vpravo - patkový [26]

Parametry zvoleného elektromotoru [26]:

- velikost (osová výška) 132S,
- výkon 5,5kW,
- otáčky 1450 min^{-1},
- napětí 400/690V, 50Hz,
- vyvážení motoru - stupeň vibrací A,
- váha 38kg.

Základní vlastnosti asynchronní elektromotoru [37]:

- generátor není nutné složitě fázovat,
- generátor nevyžaduje žádnou regulaci napětí a frekvence,
- generátor může dodávat pouze do třífázové elektrorozvodné sítě,
- nemůže pracovat jako nouzový zdroj při výpadku elektrické sítě nebo jako jediný zdroj v neelektrifikovaných lokalitách.

Elektromotor bude doplněn o různé jističe příslušné zkratové odolnosti a stykači, které zajistí odpojení generátoru. Dále půjde o nejrůznější elektrické ochrany, měřící a kontrolní obvody.

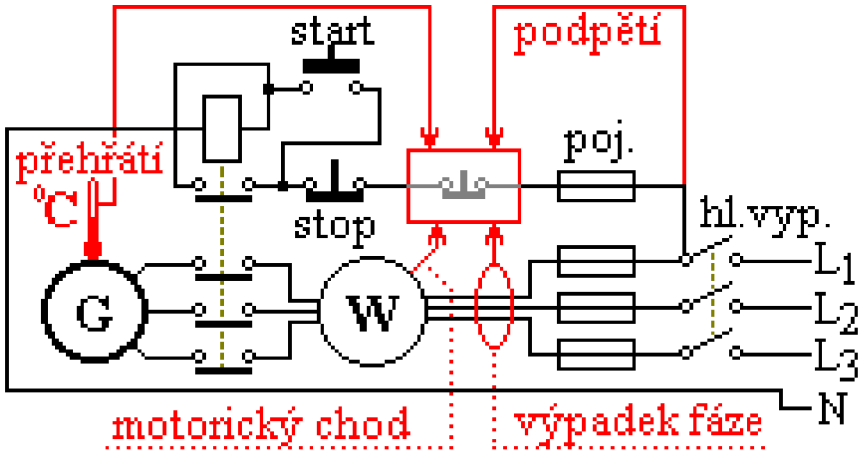
Součástí řídicího systému může být možnost dálkové komunikace prostřednictvím GSM, radiové komunikace popřípadě prostřednictvím internetu.

6.1 Provoz elektromotoru

Před spuštěním je celé turbina zavzdušněná. Nejprve je nutné připojit elektromotor k síti. Elektromotor pracuje v motorickém režimu. V tomto režimu roztáčí turbínu, která začíná pracovat v čerpadlovém režimu a nasává vodu do doby než dojde k hermetickému propojení hladin a proudění vody oběžným kolem. Následně začíná turbína zrychlovat elektromotor. Když dojde k roztočení elektromotoru na nad asynchronní otáčky, elektromotor začne pracovat v generátorovém režimu a dodává do elektrorozvodné sítě elektrickou energii.
Při zastavování stroje musí být nejprve generátor odpojen od rozvodné sítě. Potom se stroj pomocí zavzdušňovacího ventilu zavzdušní, což způsobí přerušení vodního sloupce procházející turbíny. V žádném případě však nesmí dojít k připojení generátoru do elektrorozvodné sítě, běží-li vodní motor naprázdno při vysokých otáčkách.

6.2 Připojení generátoru k síti

Pokud není nutná žádná automatizace a je-li vodní motor obsluhován ručně je zapojení asynchronního elektromotoru (generátoru) následující obr. 19 [37]



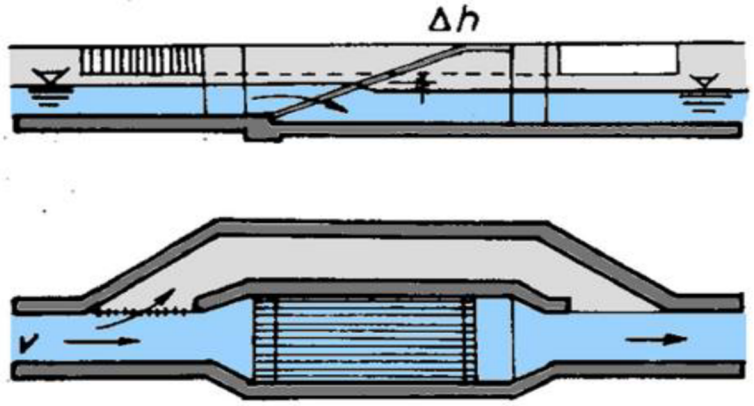
Obr. 19 Zapojení asynchronního elektromotoru generátoru do sítě [37]

Elektromotor je v režimu generátoru G jsou-li fáze L1, L2, L3připojeny do sítě tak, aby otáčel turbínou (zavzdušněná) v témže smyslu, při kterém se otáčí pokud je hnána vodou. Červeně jsou zvýrazněny ochranné obvody, které mají za úkol chránit generátor před přetížením a jinými nežádoucími stavy. W - značí wattmetr ukazuje dodávku. Při stálém výpadku je zajištěno trvalé odpojení od sítě pomocí stykače s přídrží. Pokud by k tomuto trvalému výpadku došlo, musí dojít také k odstavení vodního motoru (turbíny). [37]

Elektrické zařízení MVE musí být provedeno na základě platných předpisů a norem. K trvalému provozu je možné elektrické vybavení uvést až po provedení revize revizním technikem.

7 ČESLE

Česle obr. 20 jsou zařízení sloužící k zachycený pevných látek, předmětů při kontrolovaném odlehčení po dešťových událostech a nečistot plovoucích na hladině. Jde především o úlomky větví a spadané listí. Česle se skládají z česlic a průlin.



Obr. 20 Schéma česlí [9]

Podle velikosti průlin je možné česle dělit na [9]:

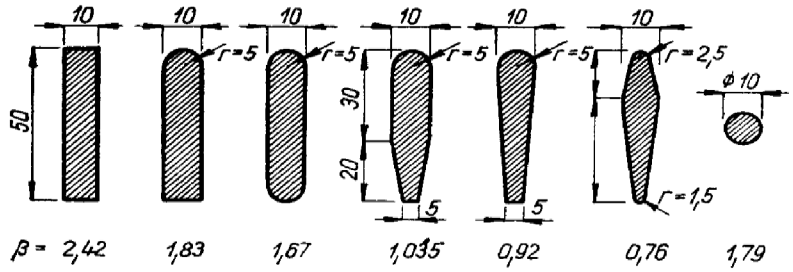
- hrubé česle - velikost průlin 50 - 150 mm,
- střední česle - velikost průlin 20 - 50 mm,
- jemné česle - velikost průlin 5 - 20 mm.

Při proudění mezi česlicemi dochází k hydraulické místní ztrátě (ztrátová výška) vlivem vzniku vírových oblastí při obtékání překážek (česlic) v proudu kapaliny. Obecně lze ztrátovou výšku na česlích pro oblast s volnou hladinou vyjádřit vztahem dle Kirschmera a Spanglera [9]:

$$h_z = \beta_z \cdot \left(\frac{t_č}{b_{pr}} \right)^{\frac{4}{3}} \cdot \sin \alpha_s \cdot \frac{v_s^2}{2 \cdot g} \qquad (7.0)$$

kde: h_z [m] ztrátová výška,
β_z [-] ztrátový tvarový součinitel,
$t_č$ [m] tloušťka česlice,
b_{pr} [m] velikost průlin,
α_s [-] úhel sklonu česlí,
v_s [m/s] střední rychlost v kanálu před česlemi,
g [m/s^2] tíhové zrychlení.

Ztrátový tvarový součinitel je závislý na tvaru česlic viz. obr. 21:



Obr. 21 Vliv tvaru česlic na ztrátový tvarový součinitel [9]

Jak už bylo uvedeno výše česle slouží k zachycení nečistot, které plují na hladině nebo těch, které jsou unášené proudem pod hladinou. Proto se na vtok do náhonu zajišťuje česlovou stěnou.

U zadané lokality je největším nebezpečím ucpání nebo poškození průtokového průřezu turbíny drobnými předměty jako je spadané listí nebo úlomky větví, popřípadě v zimním období ledové kry. Proto jsou na vtok MVE navrženy střední česle, které budou chránit všechny stroje.

Česle budou tvořeny česlicemi s oboustranně zaoblenými hranami. Je to z důvodu nízké hodnoty ztrátového tvarového součinitele β_z =1,67. Délka česlice $L_č$ = 40 mm, tloušťka česlice $t_č$ = 10 mm, velikost průlin b_{pr} = 25 mm, sklon česlí α_s = 60°. Je voleno kompaktní svařované česlové pole z oceli třídy 11, které bude nutné opatřit vhodným nátěrem proti trvalému působení vody. Pokud by byl volen optimálnější tvar např. rybovitý β_z = 0,76 lze dosáhnout snížení ztrátové výšky, ovšem se současným nárůstem nákladů.

Prvotní výpočet předpokládá zcela čisté (nezanesené) česle. Během provozu se česle budou postupně zanášet. Tento problém se bude objevovat zejména v podzimních měsících , což bude mít za následek nárůst ztrátové výšky v důsledku zvyšování odporu. Bude nutné pořídit čistící stroj.

Výpočet ztrátové výšky na česlích pro různé spády viz Tab. 7.1 vychází ze vztahů [7]:

Výpočet průtočné plochy:

$$S = h \cdot (b + m \cdot h) \tag{7.1}$$

kde: S [m^2] průtočná plocha,
h [m] výška hladiny,
b,m [m] základní tvarové rozměry koryta.

Výpočet omočeného obvodu:

$$O = b + 2 \cdot h \cdot \sqrt{1 + m^2} \tag{7.2}$$

kde: O [m] omočený obvod,
h [m] výška hladiny,
b,m [m] základní tvarové rozměry koryta.

Výpočet hydraulického poloměru:

$$R_h = \frac{S}{O} \tag{7.3}$$

kde: R_h [m] hydraulický poloměr,
S [m^2] průtočná plocha,
O [m] omočený obvod.

Výpočet Chézyho rychlostního součinitele dle Manninga:

$$C_h = \frac{1}{n_d} \cdot R_h^{\frac{1}{6}} \tag{7.4}$$

kde: C_h [$m^{1/2}/s^{-1}$] hydraulický poloměr,
n_d [-] koeficient drsnosti dna,
R_h [m] hydraulický poloměr.

Výpočet střední průtočné rychlosti před česlemi:

$$v_s = C_h \cdot \sqrt{R_h \cdot i_0} \tag{7.5}$$

kde: v_s [m/s] střední průtočná rychlost,
C_h [$m^{1/2}/s^{-1}$] hydraulický poloměr,
R_h [m] hydraulický poloměr,
i_0 [‰] sklon dna.

Výpočet rychlosti mezi česlemi:

$$v_{mč} = \frac{t_č + r_č}{r_č} \cdot v_s \tag{7.6}$$

kde: $v_{mč}$ [m/s] rychlost mezi česlemi,
$t_č$ [m] tloušťka česlic,
$r_č$ [m] rozteč mezi česlicemi,
v_s [m/s] střední průtočná rychlost.

Tab. 7.1 Výpočet ztrátové výšky na česlích.

h	S	O	R_h	C_h	v_s	$v_{mč}$	h_z	h_z
[m]	[m^2]	[m]	[m]	[$m^{1/2}/s^{-1}$]	[m/s]	[m/s]	[m]	[mm]
0,7	6,58	11,13	0,59	30,54	0,91	1,17	0,018	18
0,75	7,13	11,35	0,63	30,84	0,95	1,22	0,020	20
0,8	7,68	11,58	0,66	31,13	0,98	1,26	0,021	21
0,826	7,97	11,69	0,68	31,27	1,00	1,29	0,022	22
0,85	8,25	11,80	0,70	31,40	1,02	1,31	0,023	23
0,9	8,82	12,02	0,73	31,66	1,05	1,35	0,024	24
0,95	9,41	12,25	0,77	31,90	1,08	1,39	0,026	26
1	10,00	12,47	0,80	32,13	1,11	1,43	0,027	27
1,05	10,61	12,70	0,84	32,35	1,15	1,47	0,029	29
1,1	11,22	12,92	0,87	32,56	1,18	1,51	0,030	30

Poznámka: V červeně zvýrazněném řádku jsou hodnoty pro návrhový bod.

8 ODPUZOVAČE RYB

Negativním doprovodným jevem při provozu hydroelektráren je zraňování a úhyn ryb, které projdou turbínovým soustrojím. Nejčastější ochranným zařízením na vtokovém objektu jsou jemné česle. V současnosti jsou stále více využívány elektronické, světelné a zvukové odpuzovače ryb, které slouží k odvedení ryb mimo hráz do koryta toku. [39]

8.1 Faktory ovlivňující chování ryb v elektrickém poli

V roce 2002 byla výzkumným ústavem rybářským a hydrobiologickým na Jihočeské univerzitě vydána metodika " zařízení k usměrnění proudových migrací ryb ". Tato publikace přispívá k řešení dané problematiky vnikání ryb do technologických odběrů vody z vody a vodních nádrží. V publikaci je uveden široký přehled dostupných a existujících typů rybích zábran a plašičů.[38]

Základní body týkající se elektronických plašičů: [38]

- ryby reagují na elektrické antiparalelní impulsy,
- důležitým faktorem je délka impulsů (5 ms), který musí ryby odplašit od zábrany v čas a s dostatečným účinkem,
- reakce ryb na elektrický impuls je podle druhu velikosti atd. jiná. Chování ryb v elektrickém poli je závislá také na teplotě a jiných fyzikálně - chemických vlastnostech vody,
- snížená reakce na elektrickém impulsu se objevují u nemocných a poškozených ryb,
- rychlost proudu vody v těsné blízkosti hlavních elektrod nemá překročit 0,3 m/s, současně je nutné v blízkosti elektrod eliminovat turbulentní proudění vody. Při vyšší rychlosti ryby v elektrickém poli zůstávají, nemají dostatek času k jeho opuštění,
- vodivost vody má vliv na účinnost elektrické zábrany, což ovlivňuje její konkrétní uspořádání, rozměry a druhy elektrod. Při vyšších hodnotách vodivosti a nízkém odporu je účelné pracovat s menším rozsahem napětí. Čím větší je vodivost vody, tím je elektrické pole silnější a ryby jsou varovány dříve.

Elektronická zábrana obr. 22 základní parametry [40]:

- napájecí napětí 10 - 15 V, 50 Hz,
- napájecí proud max. 600 mA,
- energie výboje 0,053 J,
- příkon 7 W,
- špičkové napětí na výstupu 325 V,
- doba prodlevy mezi pulzy 0,1 s,
- frekvence pulsů 10 Hz.

Obr. 22 Elektronická zábrana typ Elza 2 [40]

D. ZÁVĚR

Základním úkolem práce bylo provést průzkum zadané lokality a na ni navrhnout vodní stroj, popřípadě i více strojů s optimálními parametry. Zadaná lokalita je klapkový jez na řece Úpě nedaleko města Trutnov, která je definována extrémně nízkým spádem. Na lokalitě je možné dosáhnout maximální hodnoty spádu H = 1,1 m. Pro takto nízký spád nebyla doposud žádná turbína navrhována.

Na takto nízký spád se jevilo jako nejlepší řešení využití nové technologie vírové turbíny, která je navržena pro malé spády a poměrně vysoké průtoky. Na rozdíl od Kaplanovy turbíny nepotřebuje k provozu rozvaděč, což výrazným způsobem snižuje náklady na pořízení a provoz stroje. Vírová turbína se konstruuje ve dvou provedeních a to v přímoproudém a násoskovém. Jelikož bude stroj pracovat na extrémně nízkém spádu, byla by z hlediska projekčního návrhu výhodnější varianta přímoproudé vírové turbíny. Využití této varianty by však sebou neslo vybudování kompletní strojovny, což by velmi výrazně zvýšilo investiční náklady na realizaci celé stavby. Násosková varianta naopak strojovnu nepotřebuje, což je z ekonomického hlediska velmi výhodné, a proto byla zvolena pro konkrétní řešení. Požadavkem bylo, aby konstrukce a umístění turbíny neomezila funkčnost jezové klapky. Byla tedy navržena železná konstrukce, na kterou bude turbína (turbíny) společně s generátorem (generátory) posazena a ukotvena tak, že jezová klapka bude i nadále plně funkční. Z této opěrné konstrukce současně bude turbína (turbíny) snadno demontovatelná za pomocí autojeřábu.

Samotný návrh vychází z přiložených hydrologických údajů zaznamenaných ČHMÚ a provozního řádu vodního díla. Na základě těchto dat byly zpracovány křivky trvání průtoku a spádu na lokalitě. Z důvodu velmi malých změn spádu během roku byl návrhový bod stroje položen pro t =120 dnů (rozmezí je v rozsahu 80 - 120 dnů, běžně se návrhový bod volí pro t =100 dnů). Ze stanovených křivek a křivek pro model tří lopatové vírové turbíny (3VT - 200) byla určena základní účinnost, jednotkové otáčky a jednotkový průtok. Z těchto parametrů už bylo možné odvodit rozměry stroje. Ty vycházely velmi velké (pomaloběžné kolo), proto byly na požadavek zadavatele napočítány dvě varianty pro D_{ok} = 600 mm (n = 260 min^{-1}) a D_{ok} = 500 mm (n = 310 min^{-1}). Současně bylo nutné provést přepočet účinnosti, jelikož charakteristiky vírové turbíny byly proměřeny pro minimální spád H = 1,5 m. Pro každou variantu průměru oběžného kola byly napočítány výkony. Z vypočtených výkonů vyšla jako výhodnější varianta s průměrem oběžného kola D_{ok} = 600 mm. Z těchto výpočtů také vychází, že na zadané lokalitě bude možné provozovat takřka po celý rok tři stroje průměru oběžného kola D_{ok} = 600 mm. Celkový výkon vyrobený za rok je však napočítán pro t = 300 dnů, z důvodu poklesu vody a nutné údržby strojů. Roční výroba tří strojů se bude pohybovat okolo P = 4 MW.

Velkým problémem lokality je velmi nízká hladina vody horní nádrže. Pro realizaci turbíny na jezu je nutné dno kanálu prohloubit, tak aby bylo oběžné kolo turbíny trvale zavodněné a aby při provozu stroje na vstupu nevznikaly vtokové víry. Vtokové víry mají negativní účinky na provoz a především na celkovou účinnost stroje. Proto byla sací strana stroje umístěna pod 45°, což zajistí lepší plnění násosky a snížení možnosti vzniku vtokových vírů. Následně byla provedena kontrola na vznik vtokových vírů.. Při kontrole stroje na vtokové víry provedené pomocí závislosti vzniku úplných vtokových vírů viz obr. 12, který je uloženy v upraveném přívodním kanále, dopadla tato kontrola korektně. Při ověření spolupráce všech tří strojů v souvislosti se vznikem vtokových vírů se vycházelo ze závislosti průřezových rychlostí, při kterých začínají nálevkové víry viz obr. 13. Při provádění této kontroly se došlo přesně na hranici, kdy ještě vtokové víry nevznikají. Proto tedy byla kontrola považována také jako korektní. Ovšem kdyby v reálu

k těmto vírům při provozu všech tří strojů docházelo, muselo by být přijato opatření proti jejich vzniku. Tento problém je možné řešit využitím hladinových roštů, které by měly vznik vírů zamezit. Současně byla provedena kontrola na vznik kavitace stroje. Tato kontrola proběhla naprosto bezproblémově.

Uvedení stroje do provozu: před spuštěním je násoska zavzdušněná. Generátor je připojen k síti a pracuje jako elektromotor. Turbína je v čerpadlovém režimu. Po zaplnění turbíny vodou dojde k hermetickému propojení hladin a k proudění vody oběžným kolem. Začíná výroba el. energie. Může dojít k tomu, že turbína není schopná načerpat vodu do takové výšky, aby došlo k hermetickému propojení hladin. Pokud by k této situaci došlo, lze tento problém vyřešit pomocí vývěvy. Pro odstavení stroje bude použit zavzdušňovací ventil, pomocí kterého bude přerušen sloupec vody mezi hladinami nádrží. Pro správnou funkci ventilu musí platit podmínka, že průtok vzduchu ventilem je větší jak průtok vody turbínou $Q_V > Q_T$. Tuto podmínku splňuje ventil DN 100.

V další části bylo provedeno dimenzování částí jako například hřídel, pera tak, aby vydržela a přenesla požadovaná zatížení. Pro přenos kroutícího momentu byl navrhnut převod ozubeným řemenem. Tento převod je levný a má vysokou účinnost okolo 97%, podle druhu řemene. U tohoto řemene také nedochází k prokluzu jako je tomu u klasického klínového řemene.

Při návrhu ložisek se vycházelo z myšlenky uložení hřídele ve dvou ložiskách. Byly sestaveny rovnice silové a momentové rovnováhy, ze kterých se určily reakce v uzlových bodech. Na základě hodnot reakčních sil v uzlových bodech byla navržena konkrétní ložiska. Šlo o ložisko soudečkové dvouřadé, které mělo za úkol zachytit radiální i axiální sílu a o kluzné ložisko sloužící k zachycení radiální síly.

Po návrhu ložisek byl stroj kontrolován na dynamiku od torzních a ohybových kmitů. Torzní kmity absorbuje řemenice a jsou tedy nevýznamné. Ohybové kmity však mohou způsobit vibrace stroje. Vlastní frekvence stroje má hodnotu 4,3 Hz. Frekvence prvního vlastního tvaru od ohybových kmitů pro uložení hřídele ve dvou ložiskách byla vypočtena na hodnotu 3,6 Hz. Stroj tedy dynamicky neprošel. Řešením by bylo přidáním dalšího kluzného ložiska umístěného v ložiskové vestavbě okolo poloviny hřídele. Tím dojde ke zvýšení frekvence prvního vlastního tvaru kmitů.

V závěrečné části je proveden výpočet česlí, které mají za úkol zachytávat nečistoty plovoucí na hladině a tažené proudem pod hladinou. Byly zvoleny střední česle, pro které byla napočítaná ztrátová výška pro různé spády. Maximální hodnota ztrátové výšky činí 30 mm. Nakonec je jen v kostce zmíněn popis a funkce odpuzovačů ryb, které mají omezit a snížit jejich úhyn.

Tuto diplomovou práci je možné použít jako podklad pro vytvoření projektové dokumentace, nelze ji ovšem přímo za projekční dokumentaci považovat.

E. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

Odborná literatura, přednášky z předmětů:

1. DUŠIČKA, P, GABRIEL, P, HODÁK, T, ČIHÁK, F a ŠULEK, P. *Malé vodní elektrárny*.Bratislava: Jaga group, v.o.s., 2003. 185s. ISBN 80-88905-45-1
2. NECHLEBA, M, CHLEBOVSKÝ A. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství.* Praha: Tisk, knižní výroba, n. p. Brno, 1962, 676 s
3. *NECHLEBA*, *M*, *DRUCKMULLER*, *M. Vodní turbiny I.* Skripta VUT v Brně, 1990.
4. MÁLIK, L, MEDVEDCKÝ, Š, CHRZOVÁ, J, HRČEK, S a LUKÁČ, M. *Konštruovanie II.* Žilina: Žilinská univerzita, 2009. 510 s. ISBN 978-80-8070-971-6.
5. BOŠANSKÝ, M, VEREŠ, M, RUSNÁK, J a TÖKÖLY,P. *Konštruovanie II: konštrukčné uzly*. Bratislava: STU, 2011. 326 s. ISBN 978-80-227-3510-0.
6. LEINVEBER, J a VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7
7. HALUZA, M.: Přednášky z předmětu *Projektování a provoz tekutinových zařízení,* akad. rok 2013/2014
8. HALUZA, M.: Přednášky z předmětu *Tekutinové stroje I.a II.*, akad. rok 2013/2014
9. ŠTIGLER, J.: Přednášky z předmětu *Projektování a provoz tekutinových zařízení,* akad. rok 2013/2014
10. HABÁN, V.: Rukopisné poznámky a konzultace
11. VOSÁHLO, D. *Návrh vírových turbin pro MVE Vrchlabí.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 100 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc..

Odborné studie, sborníky a katalogy:

12. HALUZA, M. (2004); *Vývoj vírové turbiny*, zkrácená verze habilitační práce, VUT Brno, 34 s.
13. Úřad průmyslového vlastnictví [online]. [cit.2014-05-16]. Dostupné z:http://spisy.upv.cz/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0010/uv010767.pdf
14. BOUŠKA, J, KNÍŽEK, P, KAŠPAR, J, ŠULEK, P. *Sborník technických řešení MVE: Svaz podnikatelů pro využití energetických zdrojů*. Praha, 2000. 75 s.
15. Stavby a zařízení pro výrobu energie z vybraných obnovitelných zdrojů: Metodický pokyn k jejich umisťování [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.uur.cz/images/publikace%5Cmetodickeprirucky%5Cplnezneni%5Cstavby-zarizeni-el-energie-2008%5COZE-21092010.pdf
16. Obnovitelné zdroje energie: a možnosti jejich uplatnění v České republice [online]. Praha: 183s. Vydal: ČEZ, a. s., 2007 [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.cez.cz/edee/content/file/energie-a-zivotni-prostredi/oze-cr-all-17-01-obalka-in.pdf

17. ŘÍHA, M. Vodní energie [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z:http://www.rescompass.org/IMG/pdf/Vodni_energie.pdf

18. HES, S. ČVUT v Praze, Fakulta elektrotechnická. *Hydroenergetické využití velmi malých spádů v závislosti na ekonomické efektivitě* [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/soutez/hes.pdf

19. TECHTÝDENÍK: Česká hlava 2011: Brno fandí vodním strojům [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/ceska-hlava-2011-brno-fandi-vodnim-strojum_18134.html

20. PRŮMYSL.CZ: Světově unikátní turbína na VUT v Brně. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.prumysl.cz/svetove-unikatni-turbina-na-vut-v-brne/

21. ŠULC, J. *Knižnice odborných a vědeckých spisů VUT v Brně*. Brno: Sdružení vodohospodářských laboratoří, 1992.

22. Události na VUT v Brně. *www.vutium.vutbr.cz/* [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z:http://www.vutium.vutbr.cz/udalosti/u0404.pdf

23. ZAJDLÍK, M, VANČO, D a MÍHAL, J. *ZBORNÍK: Práce a Štúdie*. Bratislava: PRIRODA, 1981.

24. Ozubené řemeny. *Logismarket: katalog* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.logismarket.cz/ip/haberkorn-ulmer-pohonne-systemy-ozubene-remeny-475486.pdf

25. Řemenové převody. *Challenge: katalog* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.challengept.cz/remenove-prevody

26. Elektromotory: SIEMENS. *Elektromotory.net* [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z:http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-1500-otacek/1le1001-6-2-1.html

27. ZKL GROUP. [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/drsrb/22210ew33j

28. *Provozní řád vodního díla: pro klapkový jez na Úpě v ř. km 44,600*. ČEZ,a.s., 2008.

Jiné - doplňující materiály, internetové články a zdroje:

29. Druhy vodních elektráren. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.sps-pi.cz/dokumenty/sps/janousek/projekty/NORSKO_Vodni_dila_1999/WWW/zprava/Kamis/ page1.htm

30. Vodní elektrárny v České republice: Kolik vyrobí elektřiny. w*ww.nazeleno.cz/* [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.nazeleno.cz/energie/vodni-energie/vodni-elektrarny-v-ceske-republice-kolik-vyrobi-elektriny.aspx

31. Ministerstvo životního prostředí: Malé vodní elektrárny [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://www.mzp.cz/cz/male_vodni_elektrarny

32. Vírová turbína. *3POL* [online].[cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://3pol.cz/1261-virova-turbina

33. Hospodářská komora České republiky. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z:http://www.komora.cz/hledani/?allwords=obnoviteln%C3%A9+zdroje+energie&catid=3458

34. Vodní elektrárny. [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z: http://coptel.coptkm.cz/reposit.php?action=0&id=2253

35. Energetický regulační úřad. *www.eru.cz/* [online]. [cit. 2014-02-12]. Dostupné z:http://www.eru.cz/user_data/files/licence/info_o_drzitelich/OZE/VE_14_01_graf.pdf

36. Konstruktérům turbín se v Brně daří. *Česká televize* [online]. [cit. 2014-05-16]. Dostupné z:http://www.ceskatelevize.cz/zpravodajstvi-brno/zpravy/154394-konstrukterum-turbin-se-v-brne-dari/

37. MVE Energetika. [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://mve.energetika.cz/sikovneruce/asynchronni-generator.htm

38. Česky rybářský svaz: Územní výbor pro Severní Moravu a Slezsko [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://crs-ova.fishnet.cz/cistotar/032002.htm

39. Český muškař. [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.cesky-muskar.eu/archivPM/ochrana/CEZ/prispevek01.html

40. Radomír Bednář: rybářské potřeby pro chov ryb. [online]. [cit. 2014-05-18]. Dostupné z: http://www.r-bednar.cz/?sort_id=13

41. Přiložené dokumenty, fotografie a výkresové dokumenty

42. *Google: vyhledávání obrázků* [online].[cit. 2014-05-18].Dostupné z: www.google.com

F. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Schémata rozdělení vodních elektráren podle stavební konstrukce.

Obr. 2 Diagram vývoje instalovaného výkonu MVE v letech 2002 - 2014.

Obr. 3 Vírová turbína s kaskádovou mříží.

Obr. 4 Rychlostní trojúhelníky vírové turbíny.

Obr. 5 Schéma přímoproudé vírové turbíny.

Obr. 6 Přímoproudé zapojení turbíny.

Obr. 7 Násoskové uspořádání.

Obr. 8 Půdorys klapkového jezu na Úpě.

Obr. 9 Příčný řez jezovou klapkou - kóty hlavních rozměrů.

Obr. 10 Schéma vtokové části s navrženým prohloubením (betonovou nádrží).

Obr. 11 Základní hydraulický tvar a rozměry sací trouby.

Obr. 12 Závislosti vzniku úplných vtokových vírů.

Obr. 13 Hodnoty průřezové rychlosti v, při kterých začínají vznikat nálevkové víry v nádržích s kolenovými vtoky mezi pilíři.

Obr. 14 Schéma rozměrů turbíny pro výpočet zavzdušňovacího ventilu.

Obr. 15 Schéma převodu ozubeným řemenem, základní rozměry.

Obr. 16 Schéma statického rozboru hřídele v uložení.

Obr. 17 Silové působení na hřídeli turbíny.

Obr. 18 Asynchronní elektromotory Siemens.

Obr. 19 Zapojení asynchronního elektromotoru generátoru do sítě.

Obr. 20 Schéma česlí.

Obr. 21 Vliv tvaru česlic na ztrátový tvarový součinitel.

Obr. 22 Elektronická zábrana typ Elza 2.

G. SEZNAM GRAFŮ

Graf č.1 Křivka trvání průtoku klapkového jezu.

Graf č.2 Konsumpční křivka horní nádrže.

Graf č.3 Konsumpční křivka dolní nádrže.

Graf č.4 Křivka trvání spádu klapkového jezu.

Graf č.5 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 600 mm.

Graf č.6 Výkonová křivka pro průměr oběžného kola D_{ok} = 500 mm.

H. SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1 Tabulka spočtených hodnot spádu.

Tab. 4.2 Hodnoty odečtené z charakteristiky modelu vírové turbíny, přepočet dle Huttona.

Tab. 4.3 Hodnoty výkonu pro M - denní průtoky a spády.

Tab. 4.4 Výkon stroje, spolupráce strojů pro t = 300 dnů .

Tab. 4.5 Hodnoty odečtené z charakteristiky modelu vírové turbíny, přepočet dle Huttona.

Tab. 4.6 Hodnoty výkonu pro M - denní průtoky a spády.

Tab. 4.7 Výkon stroje, spolupráce strojů pro t = 300 dnů .

Tab. 7.1 Výpočet ztrátové výšky na česlích.

I. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK

Zkratka	Popis
CASH FLOW	Peněžní toky
ČHMÚ	Český hydrometeorologický ústav
EU	Evropská unie
GSM	Global Systém of Mobile (globální systém pro mobilní komunikaci)
HDP	Hrubý domácí produkt
IRR	Internal Rate of Return (vnitřní výnosové procento)
MVE	Malá vodní elektrárna
NPV	Net present value (čistá současná hodnota)
PVE	Přečerpávací vodní elektrárna
VE	Vodní elektrárna
3VT	Tří lopatová vírová turbína

Symbol	Jednotka	Popis
A	[m]	osová vzdálenost strojů
C	[m]	osová vzdálenost řemenic
C_h	[$m^{1/2}/s^{-1}$]	hydraulický poloměr
C_{min}	[N]	základní požadovaná dynamická únosnost
D	[m]	vnější průměr velké řemenice
D_D	[m]	průměr oběžného kola na díle
D_M	[m]	průměr oběžného kola na modelu
D_{ok}	[m]	průměr oběžného kola
EI	[μm]	dolní odchylka pro díru
F_{HR}	[N]	zátěžná síla daná vahou hřídele
F_{HT}	[N]	hydraulický tah
F_N	[N]	celková napínací síla
F_{Nx}	[N]	napínací síla ve směru x
F_{Ny}	[N]	napínací síla ve směru y
F_{OK}	[N]	zátěžná síla daná vahou oběžného kola
F_{RA}	[N]	reakce v uzlu A

F_{RB}	[N]	reakce v uzlu B
F_{RC}	[N]	reakce v uzlu C
Fa	[N]	axiální síla
F_k	[N]	zatěžující síla hřídele v krutu
F_o	[N]	obvodová síla
Fr	[-]	Froudovo číslo
F_r	[N]	radiální síla
$F_{x\,HR}$	[N]	zátěžná síla daná vahou hřídele ve směru x
$F_{x\,OK}$	[N]	zátěžná síla daná vahou oběžného kola ve směru x
F_{yRA}	[N]	reakce v uzlu A ve směru y
F_{yRB}	[N]	reakce v uzlu B ve směru y
$F_{z\,HR}$	[N]	zátěžná síla daná vahou hřídele ve směru z
$F_{z\,OK}$	[N]	zátěžná síla daná vahou oběžného kola ve směru z
F_{zRA}	[N]	reakce v uzlu A ve směru z
F_{zRB}	[N]	reakce v uzlu B ve směru z
H	[m]	čistý spád
H_B	[m]	hrubý spád
H_{NV}	[m n.m.]	nadmořská výška uložení turbíny
H_b	[m]	tlaková výška redukovaná o tenzi par
H_{kr}	[m]	kritická hloubka ponoru vtoku
H_s	[m]	umístění sací strany lopatky oběžného kola od spodní hladiny
L	[m]	délka řemene
L_h	[h]	základní trvanlivost v hodinách
L_{th}	[m]	teoretická délka řemene
$M_{k\,max}$	[Nm]	maximální kroutící moment na hřídeli turbíny
M_t	[Nm]	třecí moment
O	[m]	omočený obvod
P	[W]	výkon
P_{ek}	[N]	ekvivalentní dynamické zatížení
P_h	[W]	hydraulický výkon

$P_{T\,max}$	[W]	maximální výkon turbíny
Q	[m^3/s]	průtok
Q_T	[m^3/s]	průtok turbínou
Q_V	[m^3/s]	průtok vzduchu ventilem
Q_{11}	[m^3/s]	jednotkový průtok
R	[m]	poloměr velké řemenice
R_h	[m]	hydraulický poloměr
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_1	[m]	poloměr drážky
S	[m^2]	průtočná plocha
So	[-]	Somerfeldovo číslo
S_V	[m^2]	průtočná plocha ventilem
S_0	[m^2]	průtočná plocha savky v místě ventilu
S_4	[m^2]	plocha koncového průřezu sací trouby
S_3	[m^2]	plocha počátečního průřezu sací trouby
T	[N]	celková třecí síla řemene
TI	[m]	volná délka řemenic
W_k	[m^4]	průřezový modul hřídele v krutu
X	[-]	součinitel radiálního zatížení
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení
Y_D	[J/kg]	měrná energie na díle
Y_M	[J/kg]	měrná energie na model
Y_T	[J/kg]	měrná energie turbíny
Y_{Z0-1}	[J/kg]	ztrátová měrná energie
a	[m]	vzdálenost osy vtoku od boční stěny
a_1	[-]	součinitel pravděpodobnosti selhání
a_{23}	[-]	součinitel materiálu a provozních podmínek
b	[m]	vzdálenost osy vtoku od boční stěny
b,m	[m]	základní tvarové rozměry koryta
b_p	[m]	šířka pera

b_{pr}	[m]	velikost průlin
$b_{ř}$	[m]	šířka řemene
c	[m]	vzdálenost vtokového kolena od čelní stěny nádrže
c_u	[m/s]	unášivá složka absolutní rychlosti
c_v	[m/s]	rychlost vzduchu
$c_{výt}$	[m/s]	výtoková rychlost ze sací trouby
c_0	[m/s]	rychlost vody na hladině nádrže
c_1	[m/s]	rychlost v bodě umístění zavzdušňovacího ventilu
d	[m]	vnější průměr malé řemenice
dF_N	[N]	element napínací síly
dS	[m^2]	element plochy
d_V	[m]	průměr zavzdušňovacího ventilu
d_h	[m]	průměr hřídele
d_n	[m]	průměr násosky
d_p	[m]	průměr nasávacího potrubí
d_{w1}	[m]	výpočtový průměr malé řemenice
d_{w2}	[m]	výpočtový průměr velké řemenice
$d\phi$	[rad]	element úhlu opásání
e	[m]	hloubka dna nádrže pod otvorem kolena
es	[μm]	horní odchylka pro hřídel
f	[-]	koeficient tření
f_d	[-]	součinitel dynamického vlivu připojených strojů s nerovnoměrným chodem
f_k	[-]	součinitel vlivu nepřesnosti ozubení
f_{kap}	[-]	tření v kapalině
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení
h	[m]	výška hladiny
h_j	[m]	kavitační jistota
h_{min}	[μm]	minimální tloušťka mazací vrstvy
h_p	[m]	výška pera
h_z	[m]	ztrátová výška

h_0	[m]	vztažná rovina výpočtu
h_1	[m]	výška hladiny horní nádrže
h_1	[m]	vzdálenost vztažné roviny od bodu, kde bude umístěn zavzdušňovací ventil
h_2	[m]	výška hladiny dolní nádrže
i	[-]	převodový poměr
i_{th}	[-]	teoretický převodový poměr
i_0	[‰]	sklon dna
k	[-]	konstanta měřítka
k_s	[-]	součinitel bezpečnosti
l	[m]	vzdálenost osy ventilu od vtoku
l_l	[m]	délka kluzného ložiska
l_{min}	[m]	minimální délka pera
l_s	[m]	osová vzdálenost průřezu S_4 a S_3
l_p	[m]	délka pera
m_{OK}	[kg]	hmotnost oběžného kola
m_h	[kg]	hmotnost hřídele
n	[min^{-1}]	otáčky
n_d	[-]	koeficient drsnosti dna
n_1	[min^{-1}]	otáčky malé řemenice
n_2	[min^{-1}]	otáčky velké řemenice
n_{11}	[min^{-1}]	jednotkové otáčky
p	[Pa]	měrný tlak působící na řemen
p_m	[Pa]	měrné zatížení ložiska
p_{atm}	[Pa]	atmosférický tlak
p_h	[Pa]	tlakové zatížení spoje
p_{min}	[Pa]	minimální tlak na sací straně lopatky oběžného kola
p_{va}	[Pa]	tlak nasycených par v kapalině při dané teplotě
p_0	[Pa]	absolutní tlak v nejvyšším bodě turbíny
p_{0D}	[Pa]	maximální dovolený měrný tlak
p_{0m}	[Pa]	měrný tlak

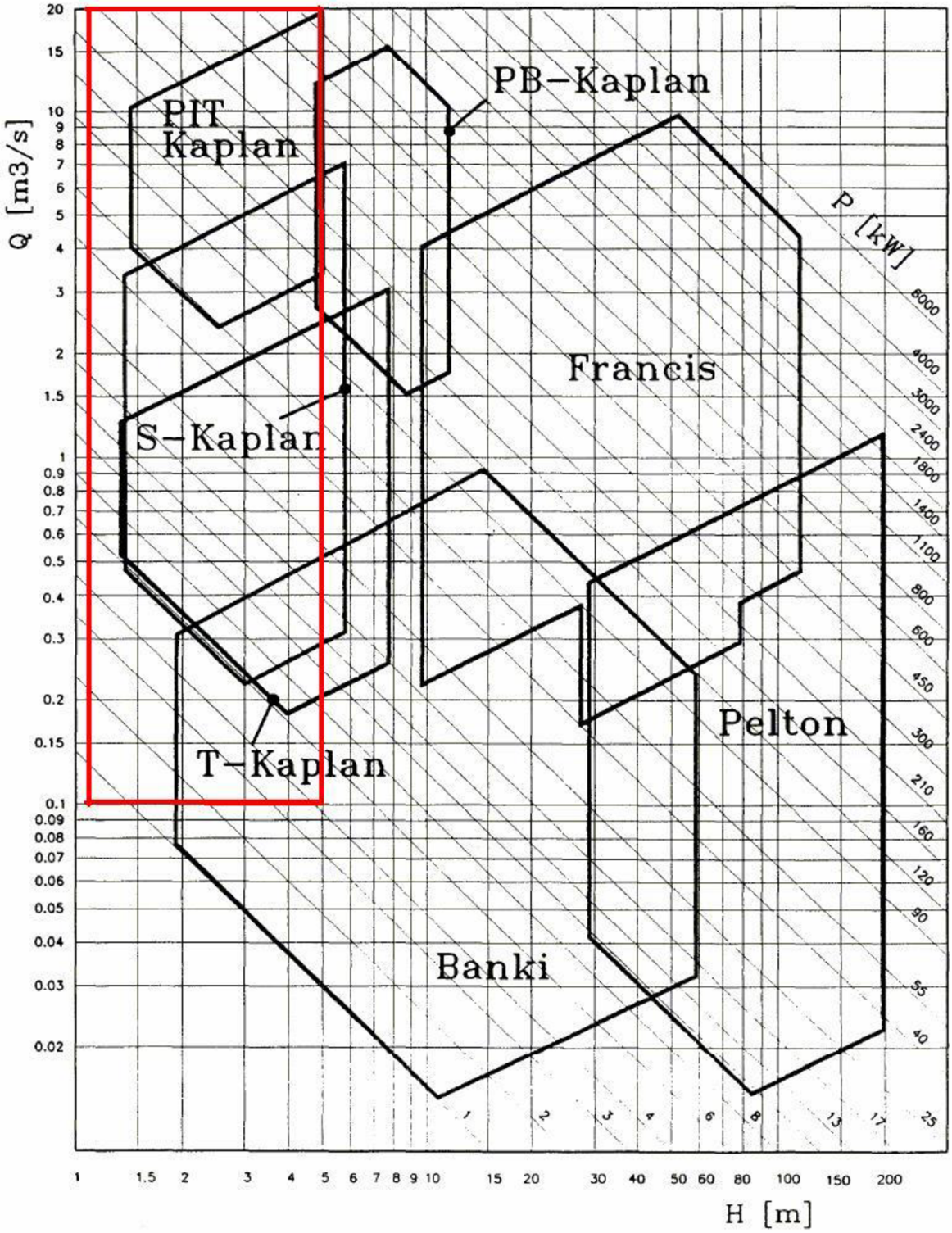
p_1	[Pa]	relativní tlak v bodě umístění zavzdušňovacího ventilu
r	[m]	poloměr díry kluzného ložiska
$r_č$	[m]	rozteč mezi česlicemi
t	[m]	hloubka drážky v hřídeli
$t_č$	[m]	tloušťka česlice
$t_ř$	[m]	rozteč zubů řemene
t_1	[m]	hloubka drážky v náboji
u	[m/s]	unášivá rychlost
v	[m/s]	rychlost na vstupu do oběžného kola
$v_{mč}$	[m/s]	rychlost mezi česlemi
v_n	[m/s]	vstupní rychlost na vtoku do násosky
v_o	[m/s]	obvodová rychlost
v_s	[m/s]	střední rychlost v kanálu před česlemi
z	[m]	rozdíl nadmořských výšek horního a dolního dna nádrže
z_e	[-]	počet zubů v záběru
z_1	[-]	počet zubů malé řemenice
z_2	[-]	počet zubů velké řemenice
θ	[°]	úhel difuzornosti savky
α	[°]	doplňkový úhel
$α_s$	[-]	úhel sklonu česlí
β	[°]	úhel natočení stroje
$β_z$	[-]	ztrátový tvarový součinitel
$β_1$	[°]	úhel opásání malé řemenice
$β_2$	[°]	úhel opásání velké řemenice
δ	[μm]	radiální ložisková vůle
η	[Pa.s]	dynamická viskozita
$η_D$	[-]	hydraulická účinnost na díle
$η_M$	[-]	hydraulická účinnost na modelu
$η_t$	[-]	hydraulická účinnost
λ	[-]	součinitel délkových ztrát

μ_V	[-]	průtokový součinitel
ξ_K	[-]	ztrátový součinitel kolena
ξ_V	[-]	ztrátový součinitel na vtoku
ξ_{Ven}	[-]	ztrátový součinitel ventilu
ρ	[kg/m^3]	hustota
ρ_{vz}	[kg/m^3]	hustota vzduchu
σ	[-]	Thomův kavitační součinitel
τ_c	[MPa]	mez únavy v krutu
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené namáhání v krutu
$\tau_{k\ max}$	[MPa]	maximální napětí v krutu

J. SEZNAM PŘÍLOH

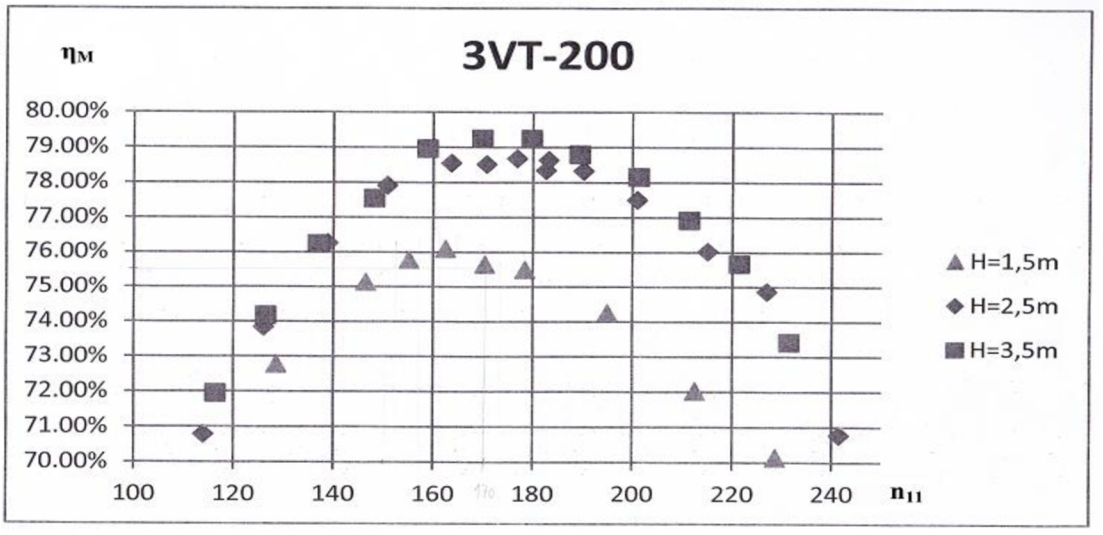
Příloha 1	Q - H charakteristika
Příloha 2	Charakteristiky modelu tří lopatové vírové turbíny 3VT - 200
Příloha 3	Konsumpční křivky zadaného jezu
Příloha 4	Dynamická kontrola stroje
Příloha 5	Dokumentace - základní rozměry elektromotoru
Příloha 6	Fotodokumentace jezu
Příloha 7	Schémata umístění stroje (strojů) na jezu

PŘÍLOHA 1

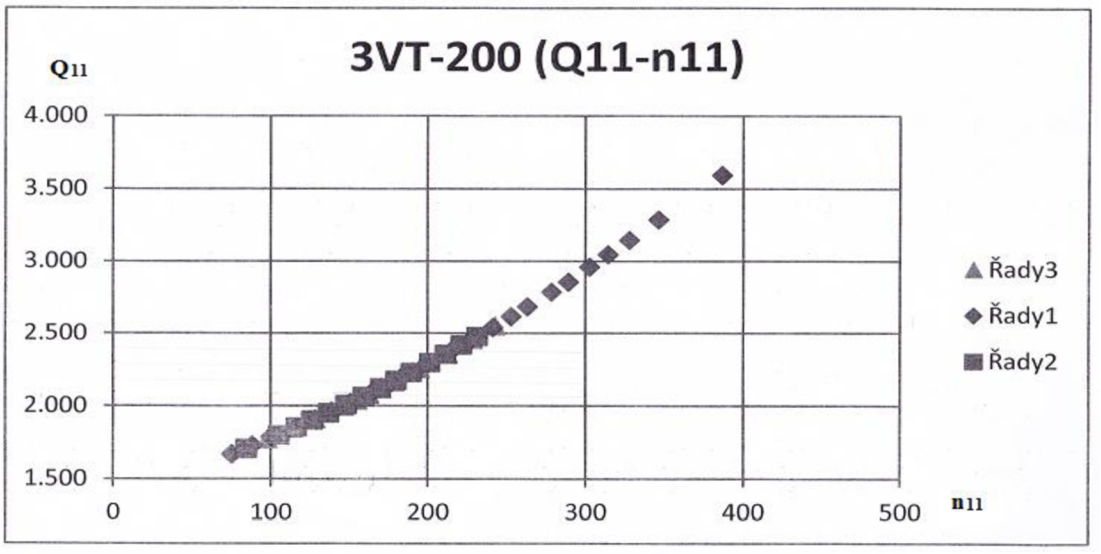


Obr. P. 1 Q – H diagram: orientační oblast použití turbín (Vírová turbína – červená oblast) [18]

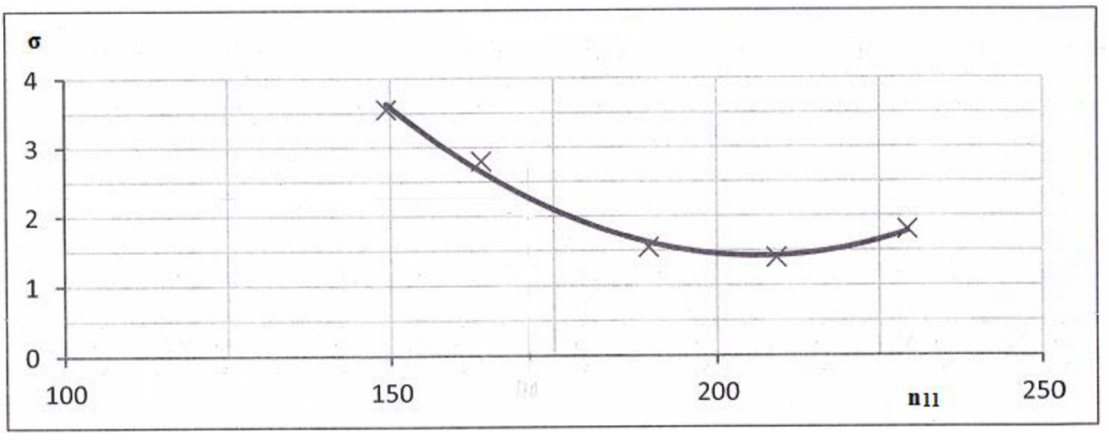
PŘÍLOHA 2



Obr. P. 2 Závislost účinnosti modelu na jednotkových otáčkách 3VT - 200 [8]

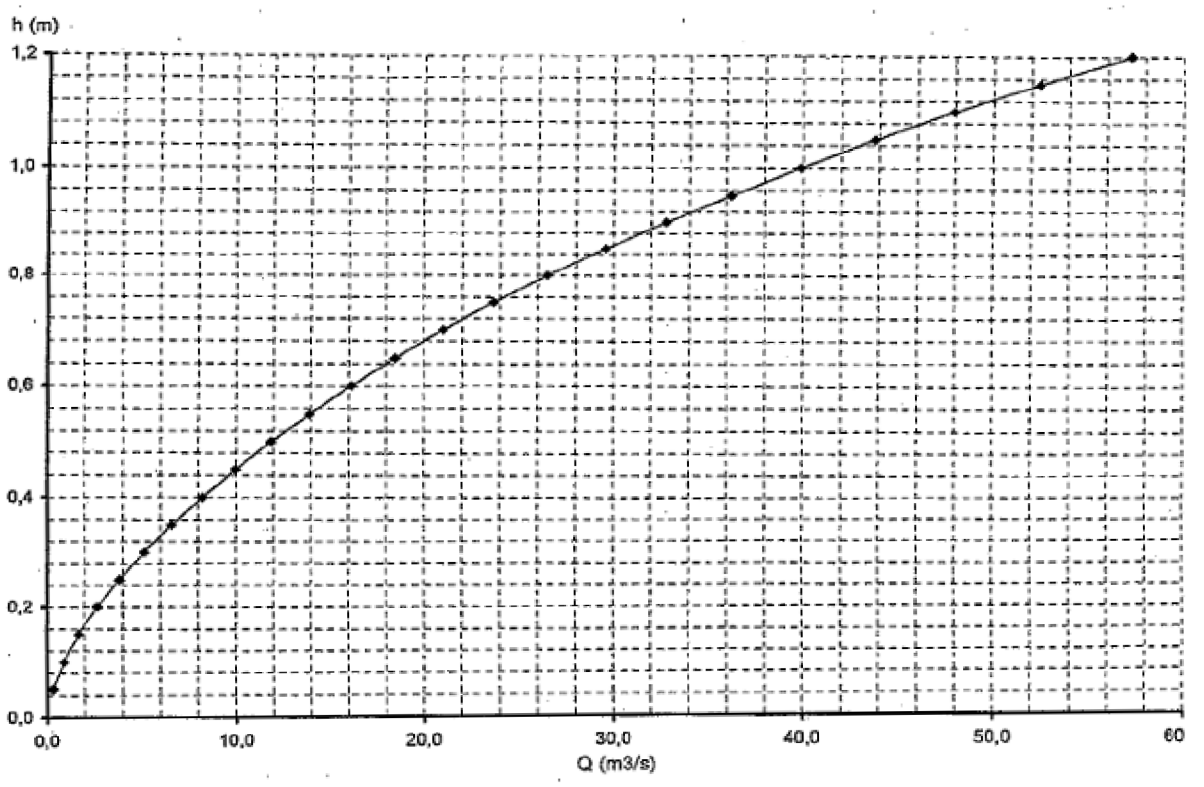


Obr. P. 3 Závislost jednotkového průtoku na jednotkových otáčkách 3VT - 200 [8]

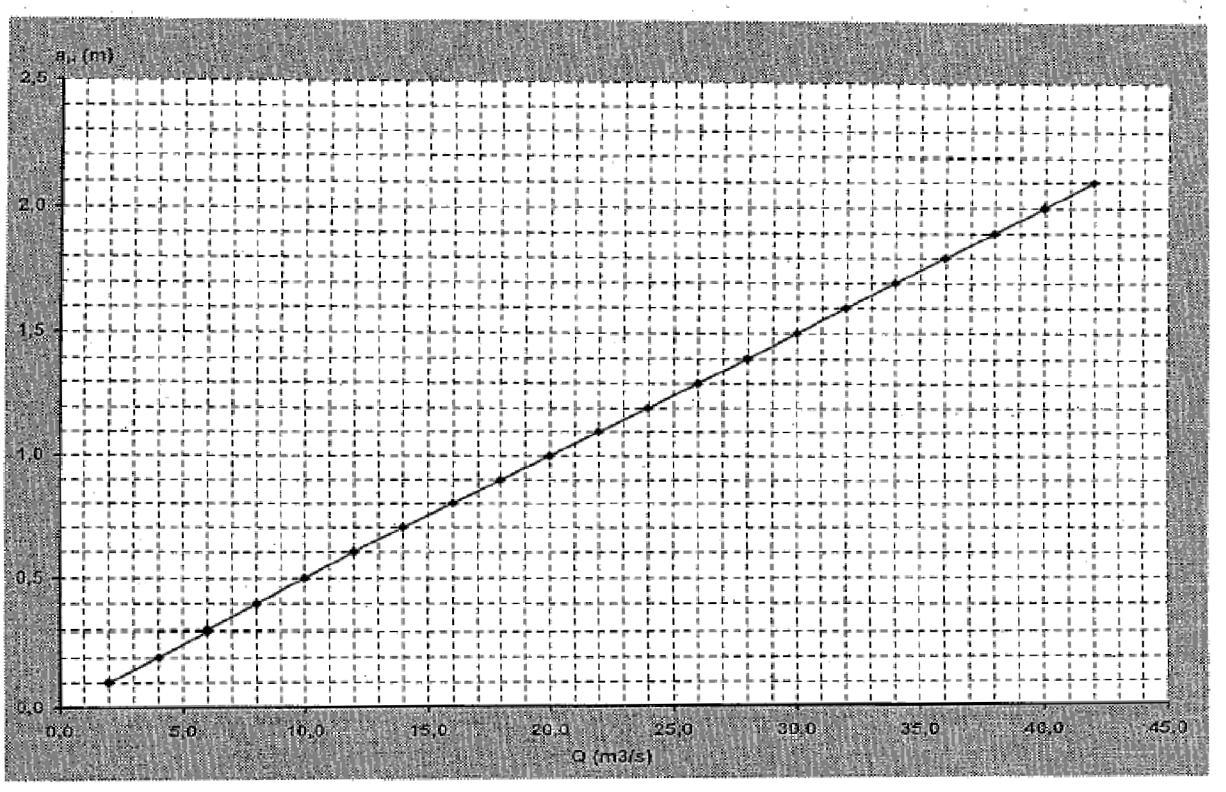


Obr. P. 4 Závislost Thomova kavitačního součinitele na jednotkových otáčkách 3VT - 200 [8]

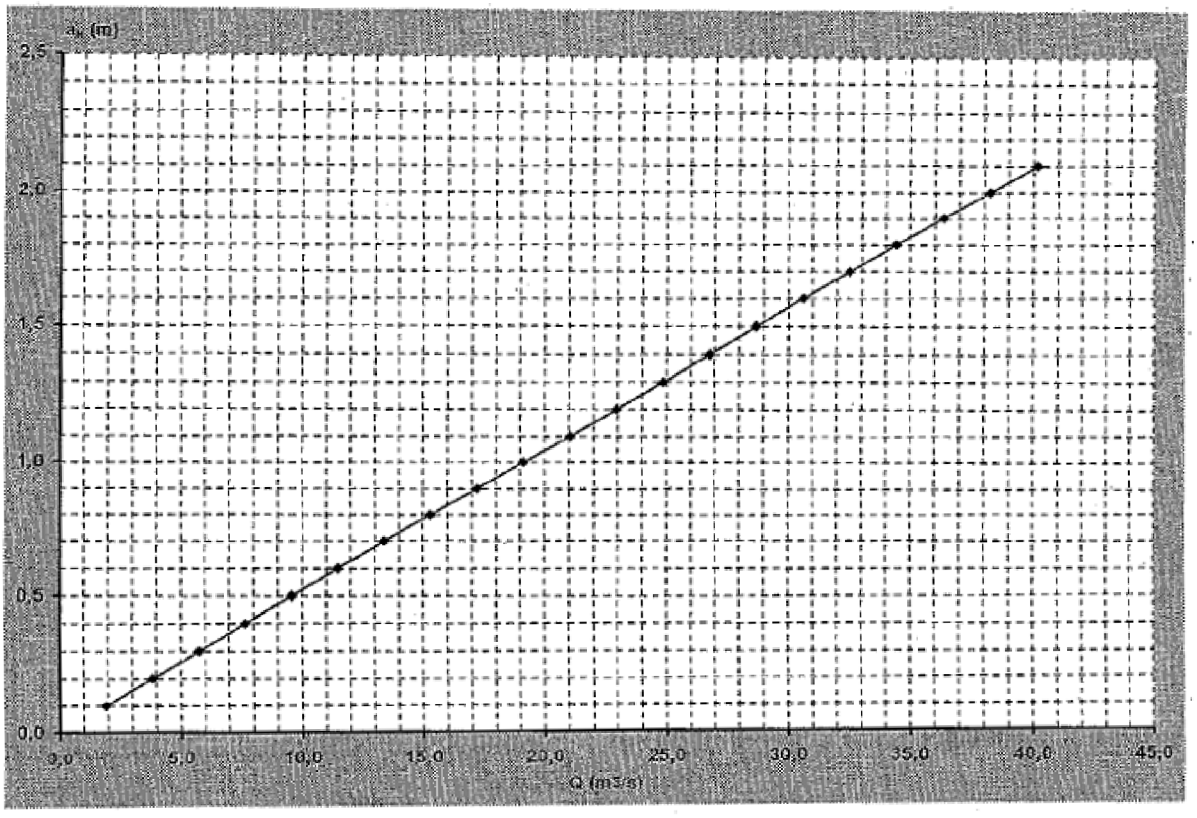
PŘÍLOHA 3



Obr. P. 5 Konsumpční křivka přepadu přes klapku [41]



Obr. P. 6 Konsumpční křivka výtoku pod segmentem při kótě dolní hladiny 380,90 m n. m. [41]



Obr. P. 7 Konsumpční křivka výtoku pod segmentem při kótě dolní hladiny 381,0 m n. m. [41]

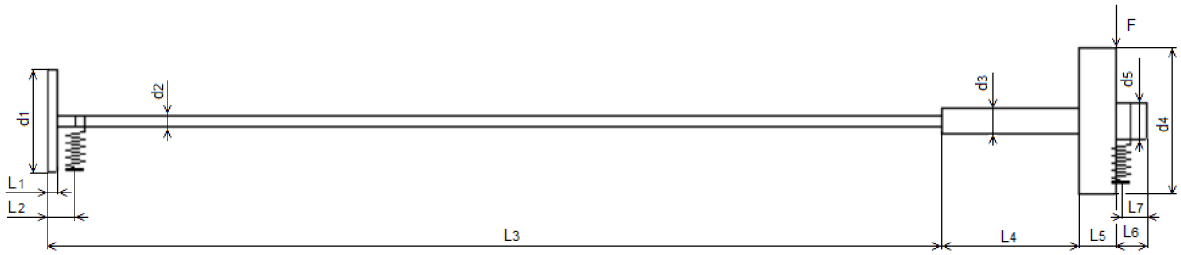
PŘÍLOHA 4

Dynamika hřídele [10]

Tato sekce je řešena na základě konzultací a softwaru doc. Ing. Vladimíra Habána Ph.D.

Hřídel konceptu turbíny je nutné zkontrolovat na torzní a ohybové kmity. Torzní kmity nemají na provoz hřídele vliv, jelikož převod ozubeným řemenem je dokáže zachytit a neutralizovat. Kontrola hřídele je tedy zaměřena na ohybové kmity.

Při řešení dynamiky hřídele, byl využit zmíněný software. Kontrola hřídele se prováděla pod dynamickým zatížením v klidovém režimu hřídele. Hřídel namodelovat za provozu není možné, neboť nejsou známy výrobní nepřesnosti. Dynamické zatížení bylo realizováno jednotkovou silou. Jednotková budící byla umístěna na oběžné kolo. Toto umístění nemá vliv na polohu vlastní frekvence hřídele, ale pouze na velikost výchylky amplitudy. Model viz obr. P. 8.



Obr. P. 8 Modelové schéma hřídele pro dvě ložiska

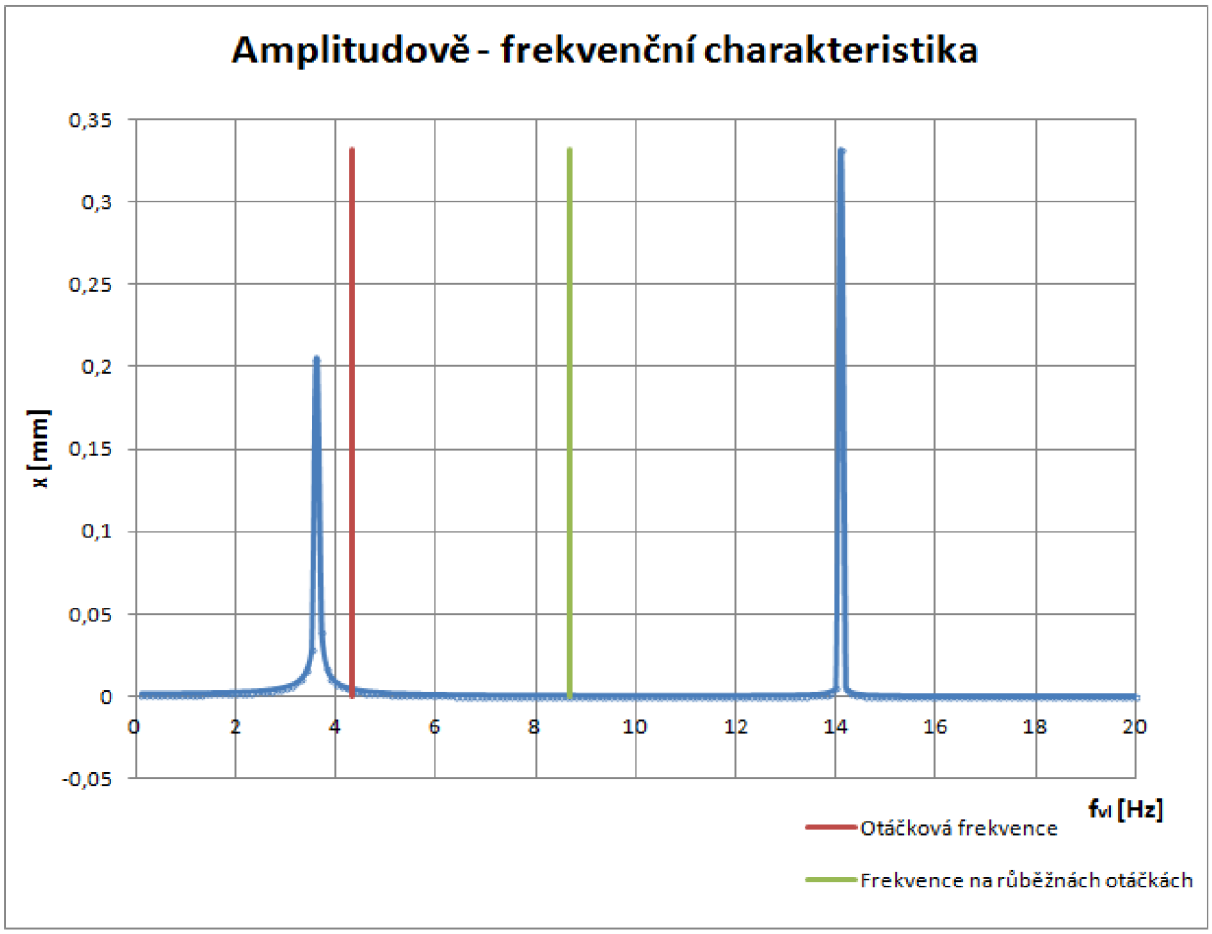
Tab. P. 4.1 Rozměry modelu obr. P. 8 (rozměry jsou udána v mm)

L_1	80	d_1	426
L_2	140	d_2	50
L_3	4460	d_3	110
L_4	635	d_4	150
L_5	50	d_5	50
L_6	260		
L_7	160		

Nejprve byla stanovena otáčková frekvence:

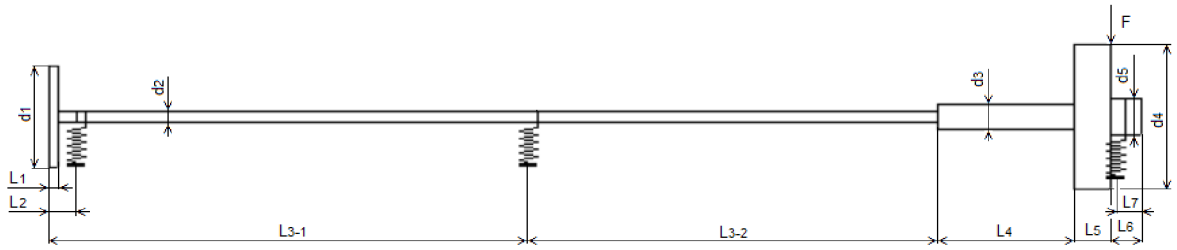
$$f_{ot} = \frac{n}{60} = \frac{260}{60} = 4{,}3Hz$$

Po zjednodušeném namodelování hřídele v softwaru, nadefinování tuhostí se určila vlastní frekvence hřídele. Při modelování byla uvažována nekonečně vysoká tuhost, která je charakterizována hodnotou $K_1 = K_2 = 10^8$N·m. Při výpočtu nebylo uvažováno s tlumením a to ani v ložiskách, ani v hřídeli. Poté byla vykreslena amplitudově - frekvenční charakteristika, která je zobrazena v grafu P.1:



Graf P. 1. A -F charakteristika pro dvě ložiska

A -F charakteristika závisí na poloze, ve které je snaha zjistit tuhost ložisek. Pro vykreslení A – F charakteristiky byla zvolena vzdálenost L = 2,5 m od konce hřídele, na kterém bude nasazena řemenice. V grafu 1 je zobrazena otáčková frekvence a hodnota průběžných otáček, tedy pásmo, ve kterém bude turbína provozována. Průběžné otáčky jsou zde uvažovány jako dvojnásobek otáčkové frekvence. V praxi se však dosahuje obvykle 1,4 násobku otáčkové frekvence. Z grafu 1 je patrné, že se stroj dostane do rezonance, což by způsobilo nepříjemné vibrace stroje. Uložení hřídele pouze ve dvou ložiskách je tedy nevyhovující. Proto bylo dále uvažováno použití třetího ložiska. Modelové schéma se třemi ložisky viz obr. P. 9.

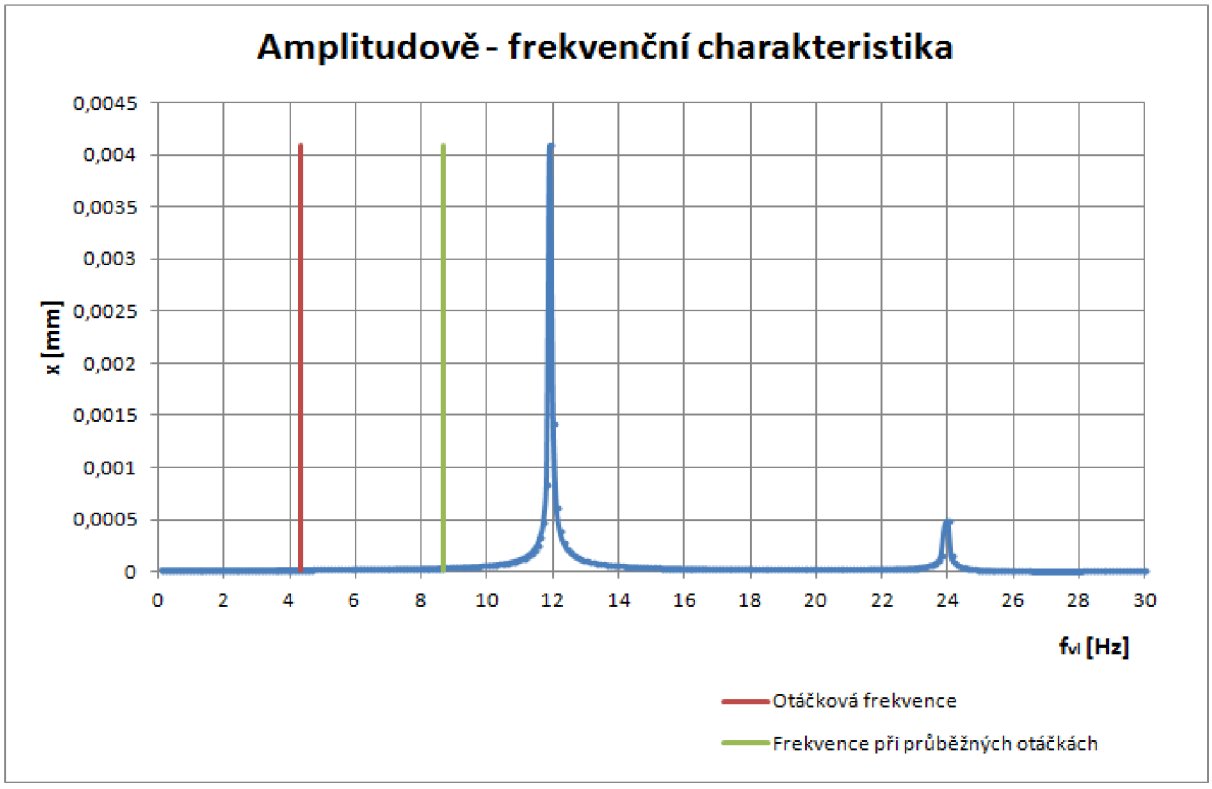


Obr. P. 9 Modelové schéma hřídele pro tři ložiska

Tab. P. 4.2 Rozměry modelu obr. P. 9 (rozměry jsou udána v mm)

L_1	80	d_1	426
L_2	140	d_2	50
L_{3-1}	2500	d_3	110
L_{3-2}	1960	d_4	150
L_4	635	d_5	50
L_5	50		
L_6	260		
L_7	160		

Otáčková frekvence zůstává stejná. Znovu byla při modelování uvažována nekonečně velká tuhost, která měla hodnotu $K_1 = K_2 = K_3 = 10^8$N·m. Při výpočtu nebylo uvažováno s tlumením a to ani v ložiskách, ani v hřídeli. Poté byla vykreslena amplitudově - frekvenční charakteristika, která je zobrazena v grafu P. 2:

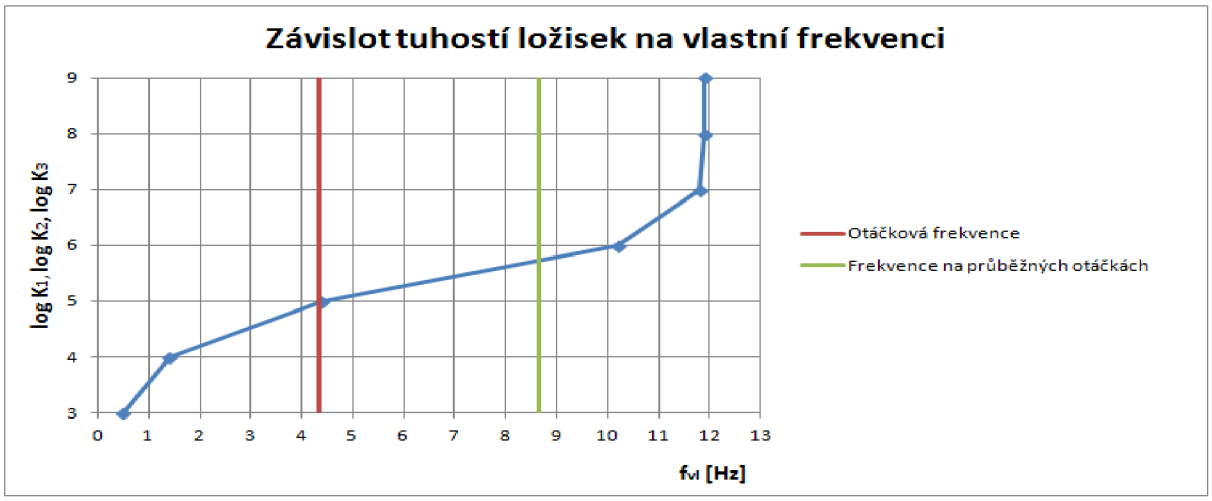


Graf P. 2. A -F charakteristika pro tři ložiska

A -F charakteristika závisí na poloze, ve které je snaha zjistit tuhost ložisek. Pro vykreslení A – F charakteristiky byla zvolena vzdálenost L = 2,5 m od konce hřídele, na kterém bude nasazena řemenice. Do této vzdálenosti L = 2,5 m bylo umístěno třetí ložisko. V grafu 2 jsou zobrazeny otáčková frekvence a hodnota průběžných otáček, tedy pásmo, ve kterém bude turbína provozována. Z grafu 2 je zřejmé, že je možné uvažovat průběžné otáčky jako dvojnásobek otáčkové frekvence. Při výpadku by se soustrojí nemělo dostat do rezonance.

Ze softwaru byly stanoveny vlastní frekvence. Pro variantu dvou ložisek byla hodnota vlastní frekvence stanovena na 3,7 Hz. To by ovšem znamenalo, že se hřídel bude dostávat do pásma rezonance, z čehož by pramenily vibrace stroje jak je patrné z grafu 1. Pro variantu tří ložisek byla hodnota vlastní frekvence stanovena na 11,7 Hz. Z grafu 2 je patrné, že hřídel se nebude

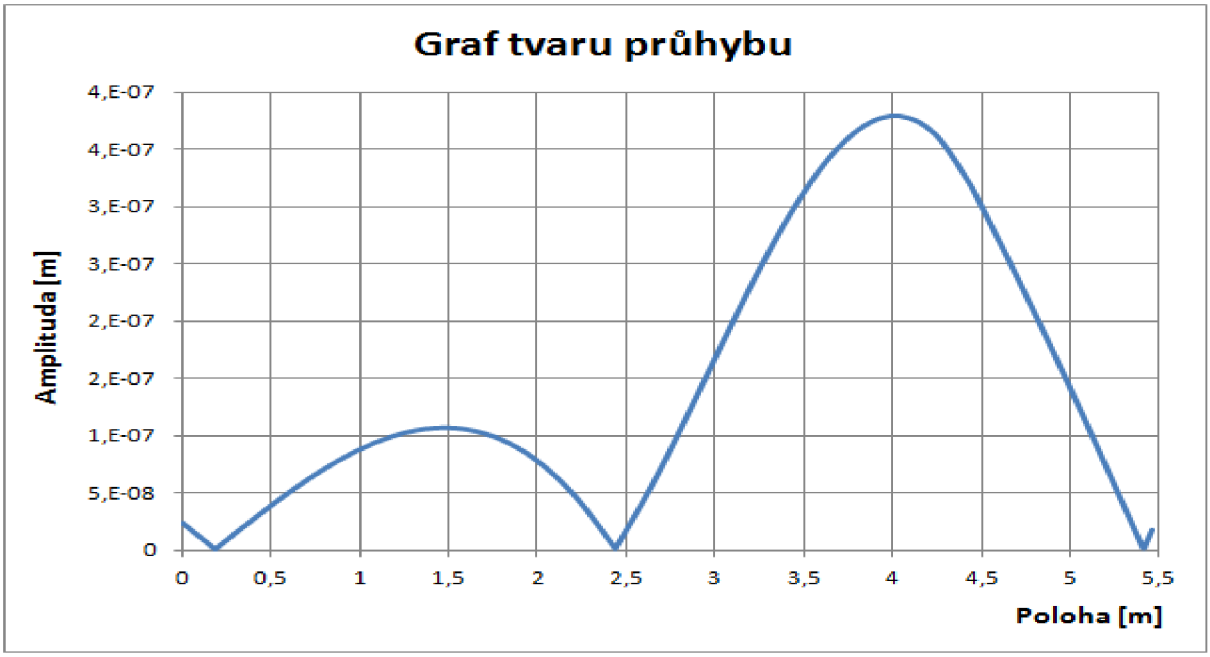
dostávat do rezonance, tedy stavu, kdy se otáčková frekvence rovná vlastní frekvenci hřídele. Lze říci, že provoz bude bezpečný.
Dalším nezbytným krokem bylo posouzení závislost tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele. V grafu P. 3 není uvažována tuhost naklonění ložiska. Naklonění ložiska vlastní tuhost zvyšuje. Je výlučně nutné, aby vlastní frekvence hřídele odpovídala tuhosti ložisek bez naklonění.



Graf P. 3 Závislost tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele

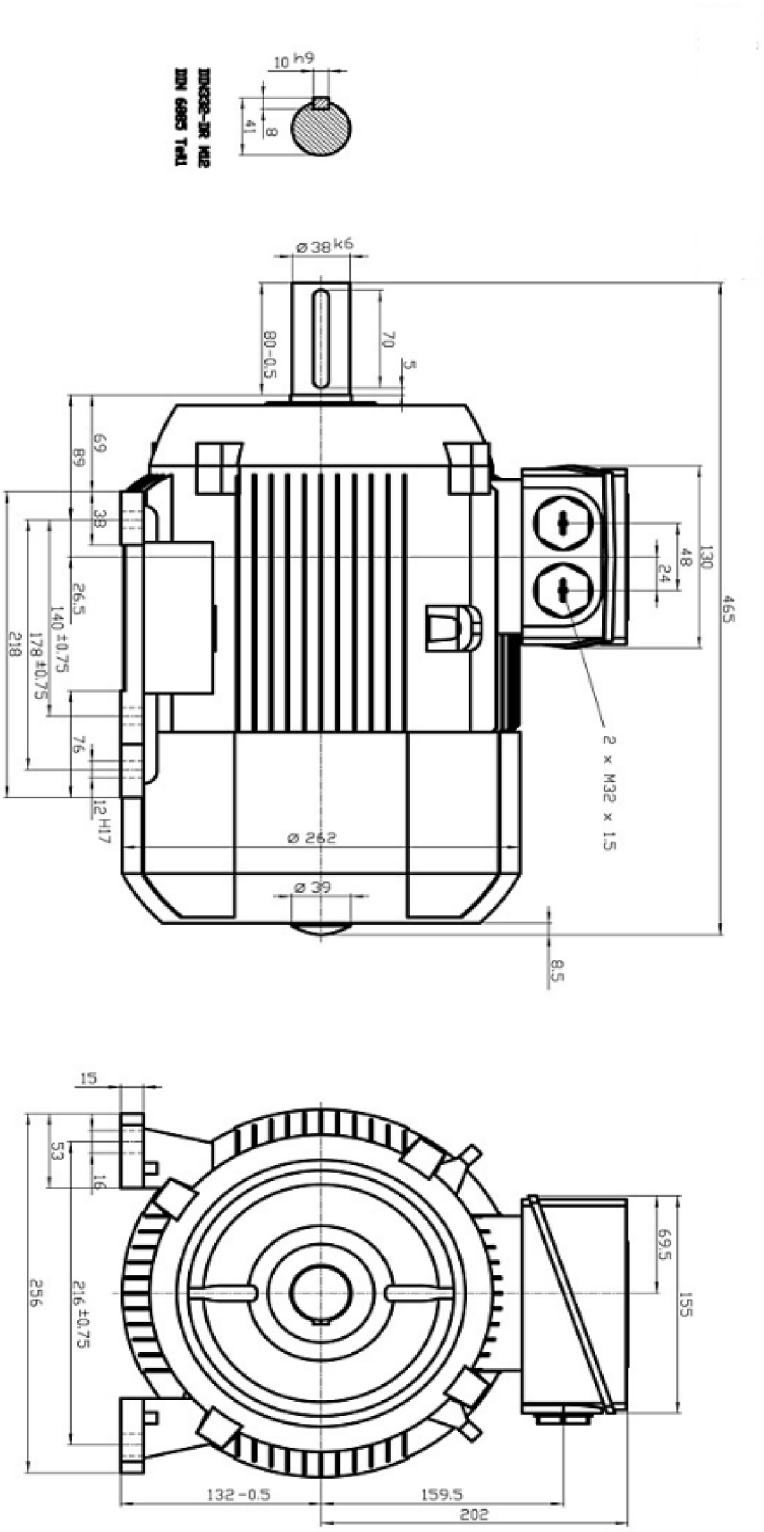
Pro případ MVE na řece Úpě je nutné zajistit dle tuhost ložisek alespoň 10^6N·m viz graf P 3. Vírová turbína je dimenzována na průběžné otáčky, které činí dvojnásobek otáčkových. Průsečík průběžných otáček a závislosti tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele je pod hranicí tuhosti 10^6N·m, proto by měla tuhost K = 10^6N·m dostačovat.

Ze softwaru byla později vykreslil charakteristika průhybu viz graf P 4:



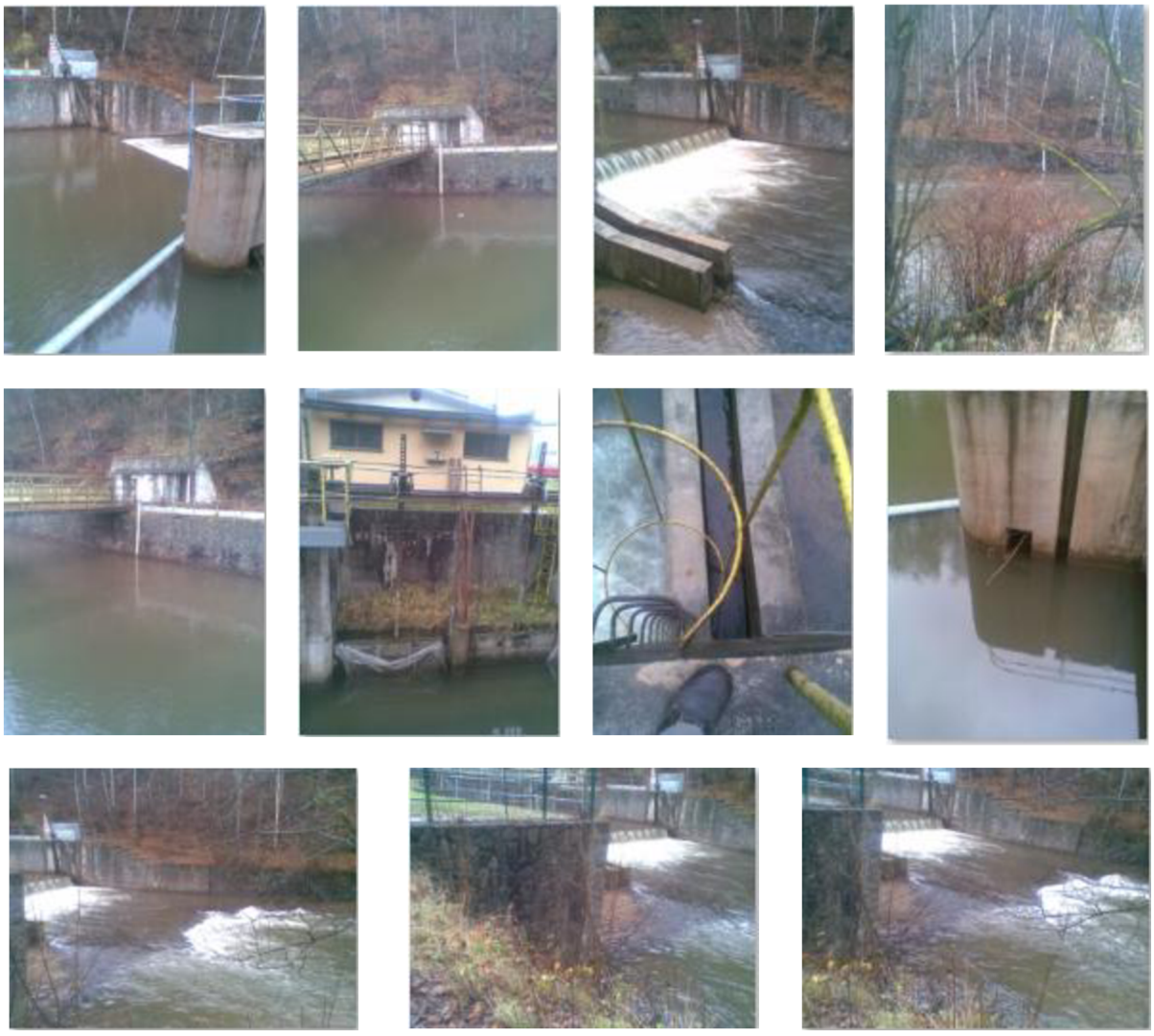
Graf P. 4 Charakteristika průhybu (tvar kmitu při frekvenci 4,333 Hz)

PŘÍLOHA 5



Obr. 10 Základní tvar a rozměry zvoleného patkového elektromotoru SIEMENS [26]

PŘÍLOHA 6



Fotodokumentace lokality klapkového jezu na řece Úpě [41]