VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

OPTIMALIZACE NÁTOKU NA VODNÍ KOLO A JEHO VLIV NA ÚČINNOST
WATER WHEEL INFLOW PART OPTIMIZATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — **Bc. Filip Jirků**
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — **doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**
SUPERVISOR

BRNO 2021

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Bc. Filip Jirků**
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	**doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**
Akademický rok:	2020/21

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:

Optimalizace nátoku na vodní kolo a jeho vliv na účinnost

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana bylo vyrobeno vodní kolo. Důležitou součásti celé sestavy je i žlab, kterým je kapalina na vodní kolo přiváděna. Měření, která již byla provedena v minulých letech, byla provedena se základním jednoduchým tvarem žlabu. Tvar a konstrukce žlabu výrazně ovlivňuje tvar paprsku a nátok na vodní kolo. Základní tvar není moc vhodný, protože ve žlabu vzniká nadkritické proudění a paprsek není, tak kompaktní jak by mohl být.

Cíle diplomové práce:

Provést sérii měření s nově navrženou úpravou žlabu.
Vyhodnocení měření, výpočet účinnosti a porovnání výsledků s předchozími výsledky.
Bude–li to možné provést další návrh úpravy žlabu pro zlepšení nátoku na vodní kolo.

Seznam doporučené literatury:

NECHLEBA, M. Vodní turbíny jejich konstrukce a příslušenství, SNTL, Praha 1962.

MUNSON B., R., YOUNG D., F., OKIISHI T.,H.,: Fundamentals of fluid mechanics.John Wiley & Sons, Inc. ISBN 978-0471-67582-2.

MACEK, L. Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Na využívání obnovitelných zdrojů energie je kladen čím dál větší důraz, a proto jsou hledány různé způsoby jejich efektivního využití. Energie získána z vodních toků je jedním z nejvýznamnějších zdrojů čisté energie, avšak vhodná místa pro stavbu velkých vodních děl jsou v České republice téměř vyčerpána. To má za následek, že většina nevyužitého hydroenergetického potenciálu v ČR se nachází v menších tocích, kde je možné budovat pouze malé vodní elektrárny. Ty jsou obecně velmi nákladné na výstavbu a jejich návratnost bývá malá. Vodní kolo je levné na výrobu, v historických zdrojích je uváděna vysoká účinnost, a po celém území ČR bylo v 19. století hojně rozšířeno. Mohlo by být tedy vhodným vodním strojem pro využití toků s nízkým hydroenergetickým potenciálem. V pracích, na které tato diplomová práce navazuje, byl vyroben prototyp vodního kola, pro který byla v laboratořích na zkušební trati měřena charakteristika stroje a následně byla navrhnuta optimalizace nátokového žlabu. Tato práce se zabývá měřením charakteristiky stroje po provedené optimalizaci a z důvodu výskytu problémů u měřící tratě byla provedena i úprava měřící tratě.

Klíčová slova

Vodní kolo, obnovitelné zdroje energie, malá vodní elektrárna, optimalizace, měření, charakteristika stroje

ABSTRACT

Renewable energy is becoming more important for the future, so focus on its effective use is rising. Water energy is a significant part of renewable energy, but there are not many suitable places for dams in the Czech Republic anymore. Remains rivers with low hydro energetic potential, where only small hydro power plants could be built. In general, small power plants are expensive to build and economic returns are low. The waterwheel is inexpensive to produce and in historical documents it is defined as high efficiency water machine. It was widespread in the CZ in the 19th century. It could be efficiently applicable to small hydropower plants. In previous research, authors introduced a prototype of a waterwheel in which characteristics were measured in a laboratory environment. Based on the results it was designed an optimization of the input canal and this thesis focuses on further examination of the wheel characteristics. The measuring system had to be redesigned as various problems occurred during the measurement.

Key words

Waterwheel, renewable energy, small hydro power plant, optimization, measurement, machine characteristics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JIRKŮ, Filip. Optimalizace nátoku na vodní kolo a jeho vliv na účinnost. Brno, 2021. Dostupné také z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132890. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jaroslav Štigler.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Optimalizace nátoku na vodní kolo a jeho vliv na účinnost** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum *Jméno a příjmení*

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování závěrečné práce. Velké díky také patří Ing. Martinu Hudcovi a dalším zaměstnancům v laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana za přípravu experimentu a konzultace měření.

OBSAH

ÚVOD ... 13
1 Využití toků s nízkým hydroenergetickým potenciálem ... 14
1.1 Současná situace v České republice ... 14
1.2 Malé vodní elektrárny v ČR ... 15
2 Typy vodního stroje pro malé vodní elektrárny ... 18
2.1 Archimédův šroub ... 19
2.2 Vírová turbína ... 21
2.3 Bezlopatková turbína Setur ... 23
2.4 Vodní kolo ... 24
2.4.1 Horizontální vodní kolo ... 25
2.4.2 Vertikální vodní kolo se spodním nátokem ... 26
2.4.3 Vertikální vodní kolo se středním nátokem ... 27
2.4.4 Vertikální vodní kolo s horním nátokem ... 28
3 Konstrukce ... 30
3.1 Zachovaná konstrukce ... 30
3.1.1 Materiál ... 31
3.1.2 Koreček ... 31
3.1.3 Oběžné kolo ... 32
3.2 Upravená konstrukce ... 33
3.2.1 Žlab ... 34
4 Měřící trať ... 35
4.1 Regulace a měření průtoku ... 35
4.2 Měření výšky hladiny ... 36
4.3 Měření kroutícího momentu a regulace otáček ... 36
4.3.1 Kalibrace ... 37
4.4 Měření otáček ... 41
5 Měření ... 42
5.1 První měření ... 43
5.2 Porovnání měřících soustav ... 44
5.3 Charakteristika turbíny ... 46
5.3.1 Zpracování dat a jejich přepočet na jednotkové parametry ... 46
5.3.2 Charakteristika vodního kola ... 49
5.4 Porovnání účinností ... 55
5.5 Nejistota měření ... 58
5.5.1 Nejistota typu B ... 58
6 Návrh na optimalizaci a další měření ... 60
6.1 Optimalizace žlabu ... 60
6.2 Optimalizace vodního kola ... 60
6.3 Optimalizace měřící soustavy ... 60

6.4 Navrhovaná další měření 60
ZÁVĚR 61
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 65
SEZNAM OBRÁZKŮ 67
SEZNAM TABULEK 69
SEZNAM PŘÍLOH 70

ÚVOD

Zpracování energie vodních toků sahá až do daleké historie lidstva, kde až do 19. století bylo jediným univerzální mechanickým pohonem vodní kolo. S rychle se rozšiřujícím využitím elektrické energie byla vodní kola využívána i pro její výrobu, avšak zanedlouho na to přišla na řadu velká vodní díla, kterým malé vodní elektrárny s vodními koly nedokázaly konkurovat a to ani jak po ekonomické tak technologické stránce, to bylo příčinou relativně rychlého odsunu vodního kola bez patřičných investic do jeho optimalizace.

S nastupujícím tlakem vyspělých zemí na využívání obnovitelných zdrojů energie narůstá i zájem o budovaní MVE, protože právě na energii vodních toků je možné nahlížet jako na energii čistou. V České republice už stěží najdeme vhodná místa pro stavbu velkých vodních děl a většina nevyužitého hydroenergetického potenciálu se nachází v menších vodních tocích. Budování MVE je ale velmi nákladnou záležitostí, která má v porovnání s velkými vodními díly malou návratnost. Do nákladů na výstavbu malé vodní elektrárny se z nemalé části promítá cena vodního stroje a stavební úpravy nutné pro jeho provoz.

Historické zdroje uvádějí, že vodní kola s horním nátokem mohou pracovat až s 90 % účinností, avšak aktuálních zdrojů potvrzujících toto tvrzení na základě měření mnoho nenajdeme. Vodní kolo je nenákladné na výrobu, na území České republiky bylo vodní kolo s horním nátokem nejrozšířenějším mechanickým vodním pohonem a také je jednoduché na provoz i údržbu. Vodní kolo se tedy nabízí jako vhodný adept pro malé vodní elektrárny, které by bylo možné po drobných úpravách provozovat i v místech starých vodních mlýnů. Jeho optimalizaci, měření a hledání vhodných využití nikdy nebylo v akademické sféře věnováno mnoho času, proto se tato práce, stejně jako práce, na které navazuje, věnuje právě vodnímu kolu s horním nátokem.

V diplomové práci je stručně popsán historický vývoj malých vodních elektráren až po jejich současný stav se zaměřením především na Českou republiku. Dále jsou stručně představeny vodní stroje, které se využívají nebo je možné je využívat pro MVE. Následuje popis konstrukce vodního kola, provedené optimalizace na nátokovém žlabu a popis měřící tratě s měřenými parametry. V kapitole měření je popsán kompletní postup a průběh měření společně s naměřenými výsledky a charakteristikou vodního kola. Poslední kapitola je v krátkosti věnována návrhům na další optimalizaci a také návrhu na pokračování v měření.

1 Využití toků s nízkým hydroenergetickým potenciálem

Využívání energie vodních toků má tisíciletou historii. Až do 19. století bylo jediným univerzálním mechanickým pohonem vodní kolo. Na konci 19. století se postupně přidávala k mechanickému pohonu i výroba elektrické energie. K roku 1930 v ČSR z provozoven využívajících vodní energii tvořilo 71% vodní kolo. Tyto provozovny postupně zanikaly, protože nebyly schopny konkurovat po ekonomické, ani technické stránce větším vodním elektrárnám. [1]

Tato situace se začala měnit v 70. letech 20 století, kdy se začalo nahlížet na energii z vodních toků, jako na čistý zdroj energie. V budoucích letech je plánováno omezování provozu elektráren na uhlí a fosilní paliva a nahrazování obnovitelnými zdroji. Jelikož je vodní energie jedním z nejvýznamnějších obnovitelných zdrojů energie, opětovně se zvedá význam malých vodních elektráren (do 10MW pro Českou Republiku). [1]

Obr. 1.1 Svratecká, Malá vodní [2]

1.1 Současná situace v České republice

Většina nevyužitého hydroenergetického potenciálu se nachází právě v menších vodních tocích, u kterých není možná výstavba velkých vodních elektráren (nad 10MW). Současný odhad po zvážení hydrogeologických podmínek a využitelného spádu uvádí, že je v České republice využito 70 % hydroenergetického potenciálu a zbývá tedy 30 % pro další zpracování. Nevyužívaný hydroenergetický potenciál lze rozdělit, podle četnosti do tří skupin: [3]

- spád větší než 5 m četnost 10 %
- spád od 2 do 5 m četnost 55 %
- spád menší než 2 m četnost 35 %

1.2 Malé vodní elektrárny v ČR

Horní výkonová hranice dle legislativy je v České republice stanovena na 10 MW, zatímco v okolních zemích EU je to 5 MW. V praxi to znamená, že platí stejné podmínky jak pro elektrárny s výkonem několika kilowatt tak pro velké MVE s výkonem 10MW. [1]

Na celkovém objemu vyrobené elektřiny z MVE mají dominantní podíl MVE s výkonem od 0,1 MW do 10 MW, ty tvoří 89 % instalovaného výkonu všech MVE. Elektrárny s výkonem do 100kW tvoří 10,8 % jedná se o výrobny, které se vyskytují poměrně s vysokou četností po celém území ČR. Velkou část tvoří vodní díla v historických lokalitách bývalých mlýnů, železářství, sklářství a dalších. V této skupině, se z hlediska jejich velkého počtu nachází největší reálný potenciál rozvoje MVE, a to jak jejich optimalizací, tak i zvýšením počtu provozuschopných děl. [1]

Tab. 1.1 Počty MVE dle výkonových kategorií [1]

Výrobny				
Počet výroben				
Instalovaný výkon [MW]	2014	2015	2016	2017
0 – 0,035	539	536	549	534
0,035 – 0,05	169	170	178	183
0,05 – 0,1	268	273	277	274
0,1 – 0,5	328	341	349	353
0,5 – 1	53	52	51	52
1 – 5	48	50	51	51
5 – 10	9	10	10	10
Celkem	1414	1432	1465	1457

Tab. 1.2 Celkový instalovaný výkon MVE dle výkonových kategorií [1]

Celkový instalovaný výkon [MW]				
Instalovaný výkon [MW]	2014	2015	2016	2017
0 – 0,035	11	10	11	10
0,035 – 0,05	7	7	8	8
0,05 – 0,1	20	20	20	20
0,1 – 0,5	75	78	80	80
0,5 – 1	39	38	37	38
1 – 5	117	118	118	119
5 – 10	69	74	75	75
Celkem	338	346	349	351

Tab. 1.3 Reálné možnosti rozvoje MVE na období 2020 – 2030 [1]

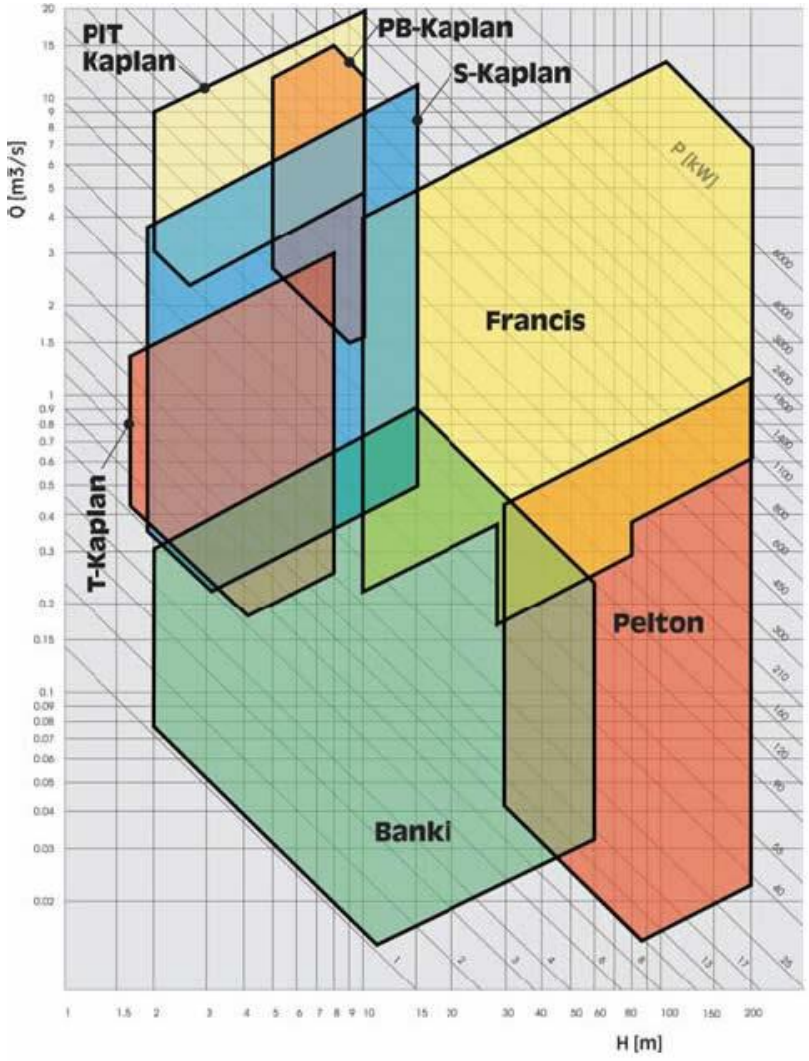
Výrobny		
Instalovaný výkon [MW]	Počet	Celkový výkon [MW]
0,035 – 0,05	1000 – 2000	10 – 20
0,05 – 0,1	50 – 100	3 – 6
0,1 – 0,5	24 – 30	4,8 – 6
0,5 – 1	8	5,6
1 – 5	3 – 5	9 – 15
5 – 10	0	0
Celkem		32,4 – 52,6

Obr. 1.2 MVE Hněvkovice o výkonu 9,6MW [4]

Obr. 1.3 MVE Čeňkova pila o výkonu 96kW [5]

2 Typy vodního stroje pro malé vodní elektrárny

Vodní stroje zajišťují přeměnu energie vodního toku na energii mechanickou, která se dá dále využít, nebo může být přeměněna na energii elektrickou za pomoci generátoru. V současnosti je většina energie vodních toků přeměněna na energii elektrickou. Pro dosažení co nejefektivnější přeměny energie, bez velkých ztrát je potřeba zvolit vhodný vodní stroj, který bude schopný co nejefektivněji pracovat při podmínkách konkrétního vodního toku.



Obr. 2.1 Charakteristika běžně využívaných typů turbín [6]

Z *Obr. 2.1* je zřejmé, že pro toky s nízkým hydroenergetickým potenciálem není vhodné použít žádnou z konvenčně používaných turbín. Je proto nutné zvážit jiný typ vodního stroje, který ale může mít menší účinnost při transformaci energie vodního toku.

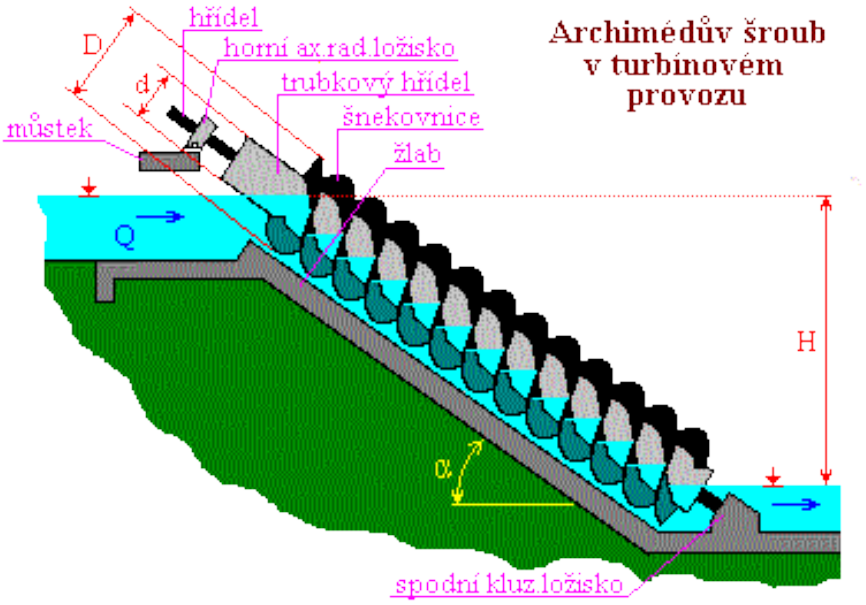
2.1 Archimédův šroub

Jedná se o stroj původně sloužící k čerpání vody, jiných kapalin, nebo sypkých materiálů. Postupně našel uplatnění i pro provoz v turbínovém režimu. Archimédova turbína, známá taky jako šroubová či šneková turbína, se v současnosti velmi často vyskytuje u malých vodních elektráren. [7]

Turbína se vyznačuje vysokou účinnosti při nižších spádech, je možné ji použít i pro spády nižší než jeden metr. Běžně se však využívá u spádů od jednoho do desíti metrů. Výkony se pohybují ve stovkách kilowatt. Kromě malých vodních elektráren se turbíny mohou vyskytovat i na jezech, nebo výstupech z užitkové vody z továren. Jedná se o velice snadný způsob využití energetického potenciálu vody. [7]

Konstrukčně je Archimédova turbína jednoduchá na výrobu, a to má pozitivní vliv na pořizovací náklady. Dutý hřídel, na kterém je navinuta dvouchodá nebo vícechodá šroubovice, je uložený ve válcovém korytu pod určitým sklonem. Díky své konstrukci turbína není náchylná na znečištěnou vodu a není nutné použití jemných česlí na vstupu, také je velmi šetrná k rybám a jiným živočichům žijícím ve vodě, tím umožňuje jejich migraci po proudu řeky. [8]

Délka šroubu se odvíjí od spádu a sklonu. Sklon se pohybuje od 22° do 35°, pro větší spády je sklon strmější a má menší počet chodů. Strmý vícechodý šnek má nižší hltnost, ale vyšší účinnost. Průměr šroubu závisí především na požadovaném průtoku, čím je požadovaný průtok vyšší tím je větší průměr. [7]



Obr. 2.2 Schéma Archimedovy turbíny [7]

Z vodního toku voda přitéká korytem do žlabu turbíny, kde svou potenciální energií působí na šroubovici a tím roztáčí hřídel. Hřídel je napojený na generátor, kde dochází k přeměně mechanické energie na energii elektrickou. Energii vodního toku dokáže využít s účinností 70-82 % a to již od hltnosti 15 %. [9]

Nevýhodou šroubové turbíny může být velká hlučnost a také pravděpodobnost částečného nebo i úplného zamrzání v zimních měsících. [7]

Jak už bylo zmíněno výše praktické využití nachází šroubová turbína především u malých vodních elektráren. Jedním z příkladů může být MVE Kaceřov, která vznikla z původního mlýna přestavěného na elektrárnu. Pro spád 1-1,7m zde byly původně navrženy Kaplanovy turbíny, ty však byly před dokončením stavby nahrazeny za čtyři turbíny Archimédovy. Důvodem byly poloviční pořizovací náklady a také fakt, že Archimédovy turbíny dokáží pracovat ve velkém rozsahu průtoku s vysokou účinností, viz. *Tab. 2.1*. [10]

Tab. 2.1 Porovnání účinnosti jednotlivých typů vodních strojů [%] [10]

Typ vodního stroje	Plnění stroje – hltnost [%]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Archimédův šroub	25	74	77	79	82	82	83	83	84	85
Kaplanova turbína	15	70	85	88	90	90	90	90	88	85
Francisova turbína	-	-	15	58	72	78	82	82	82	80
Bánkiho turbína	-	40	60	68	72	74	75	74	72	70

Obr. 2.3 MVE Kaceřov 214,4kW [11]

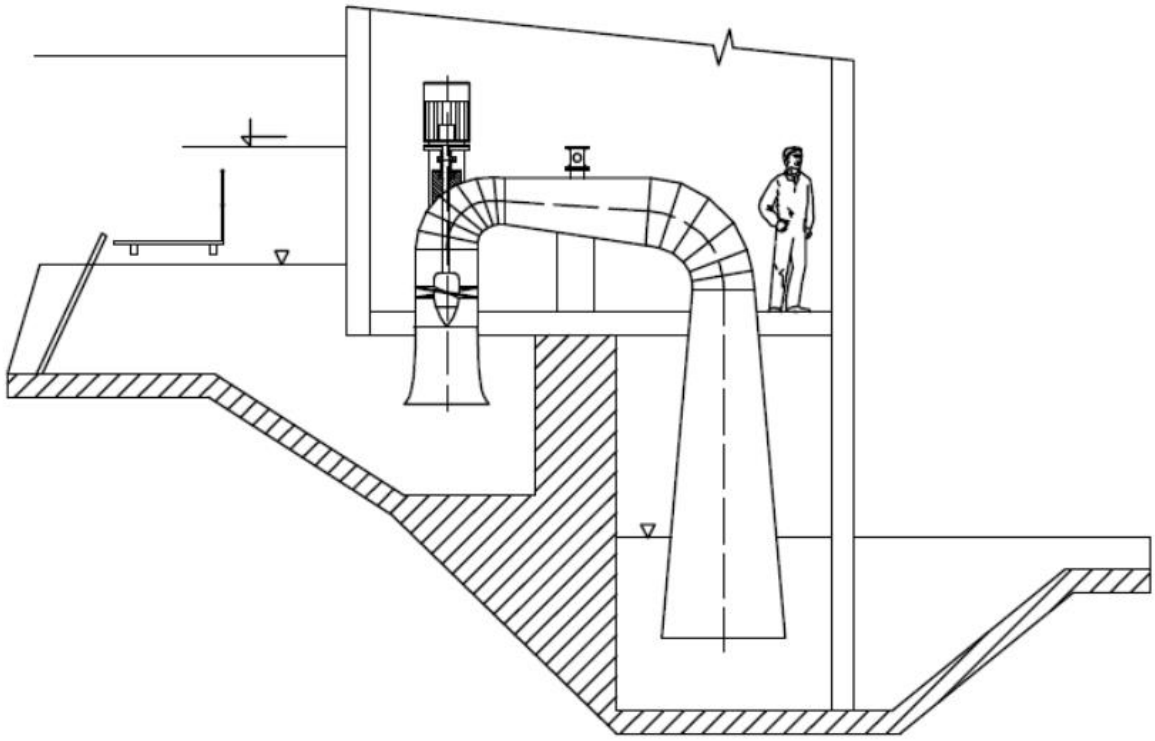
2.2 Vírová turbína

Jedná se o poměrně nový typ vodního stroje, který byl vyvinut na VUT v Brně na odboru Fluidního inženýrství Viktora Kaplana týmem pod vedením prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. Axiální přetlaková turbína vycházející z Kaplanovi turbíny s tím rozdílem, že je zde důraz kladen na eliminaci rotace kapaliny na vstupu do oběžného kola. Na výstupu kapalina rotuje ve směru proti rotaci oběžného kola, díky tomu není tak náchylná na odtrhávání mezní vrstvy, to má pozitivní vliv na účinnost. Další výhodou oproti Kaplanově turbíně je, že není potřeba použití rozvaděče, který je velmi nákladný a zvyšuje tak pořizovací cenu vodního stroje. [12]

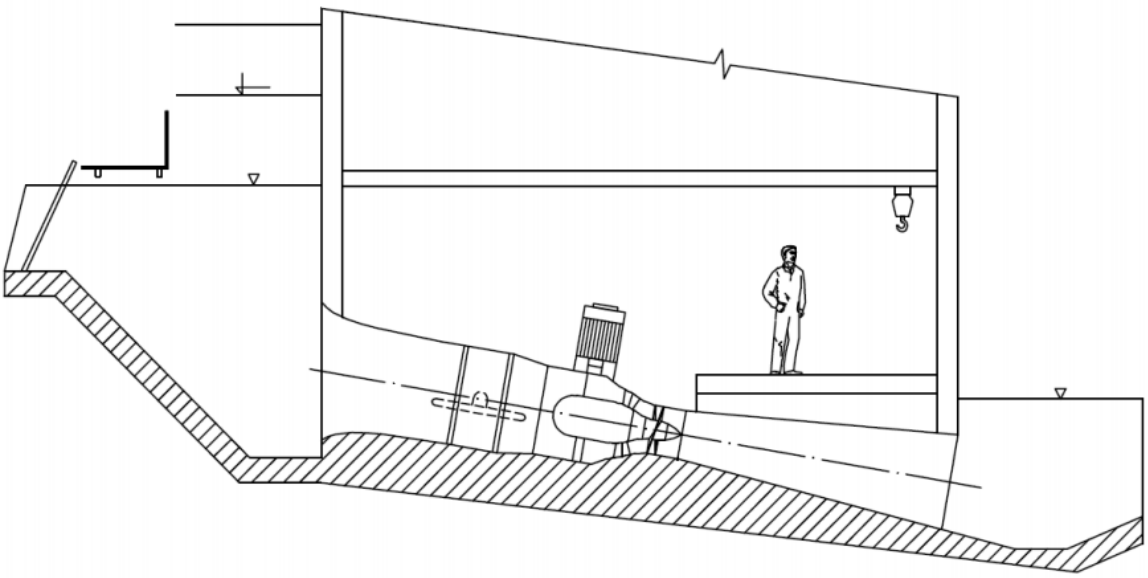
Turbína nachází své využití při rekonstrukcích malých vodní elektráren, u jezů, starých náhonů, nebo například u starých vodních mlýnů. Má dvě varianty uspořádání, může být buď násosková, nebo přímoproudá varianta. [12]

U násoskové konfigurace je turbína umístěna do potrubí, které propojuje horní a dolní hladinu. Potrubí je jak na dolní, tak horní straně hladiny ponořeno pod hladinou a rozběh turbíny probíhá spuštěním v čerpadlovém režimu, kdy dojde k vytvoření sacího efektu. Odstavení probíhá za pomoci zavzdušňovacího ventilu. Tato konfigurace není náročná na stavební úpravy a je vhodná pro vodní toky se stabilním průtokem. [12]

Přímoproudá varianta je téměř stejná jako u klasických vodních turbín nižších spádů. Voda proudící potrubím vedeném skrze hráz, ve které je umístěna strojovna s turbínou, generátorem a dalšími nezbytnými zařízeními. Stavební náročnost je zde vyšší, protože je potřeba více prostoru a složitější stavební úpravy. [12]



Obr. 2.4 Násosková varianta VT [13]



Obr. 2.5 Přímoproudá varianta VT [13]

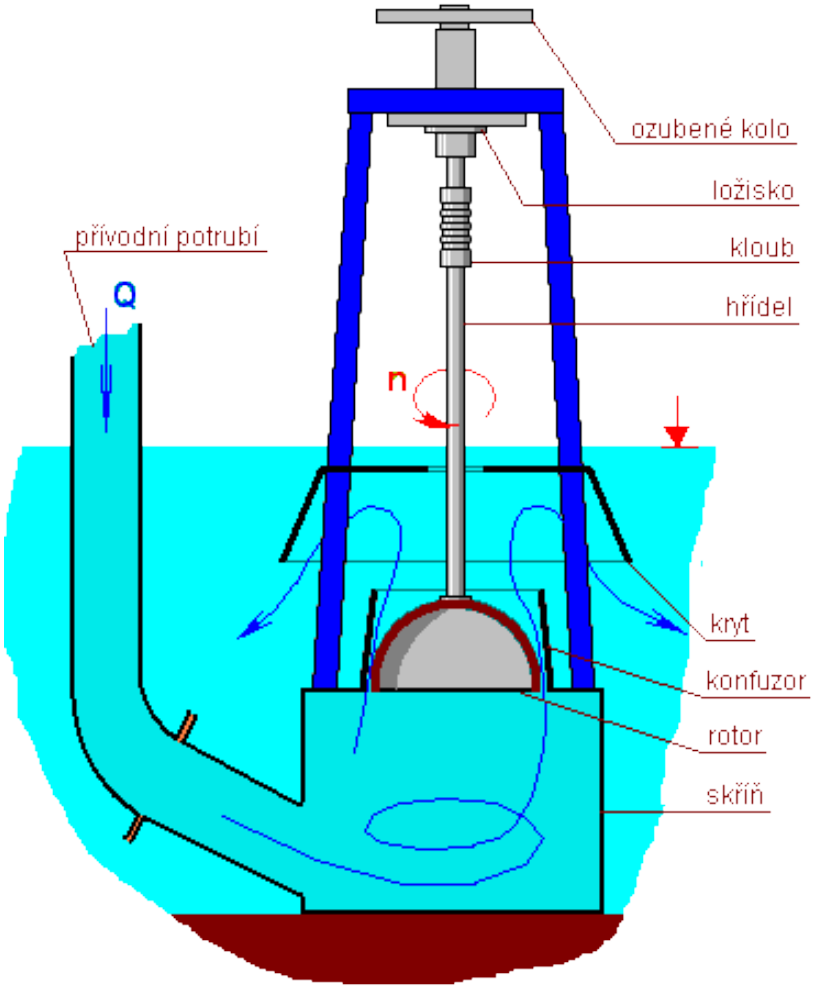
Své uplatnění našla vírová turbína například na MVE Želina. Zde byly umístěny dvě tyto turbíny v násoskové konfiguraci a dokáží využít malého spádu s účinností až 85 %. Celkový instalovaný výkon je 29 kW. Během roku dokáží vyrobit až 200MWh a tím pokrýt potřebu až sta domácností v severních Čechách. [14]

Obr. 2.6 MVE Želina 29kW [14]

2.3 Bezlopatková turbína Setur

Vertikální bezlopatkový vodní stroj, který funguje na principu odvalování. Za vynálezem stojí doc. Ing. Miroslav Sedláček, CSc. ze Stavební fakulty ČVUT. [7]

Rotační těleso se odvaluje ve výtokovém konfuzoru, využívá se zde principu hydrodynamického paradoxu, tedy že pokles tlaku v kapalině je přímo úměrný vzrůstu druhé mocniny rychlosti. Do válcové komory je vedeno tangenciálně přívodní potrubí. V komoře je shora zavěšeno rotační těleso na pružné hřídeli. Rotační těleso má pogumovaný povrch a je umístěno v nejužším místě. [7]



Obr. 2.7 Bezlopatková turbína Setur pro větší spády [7]

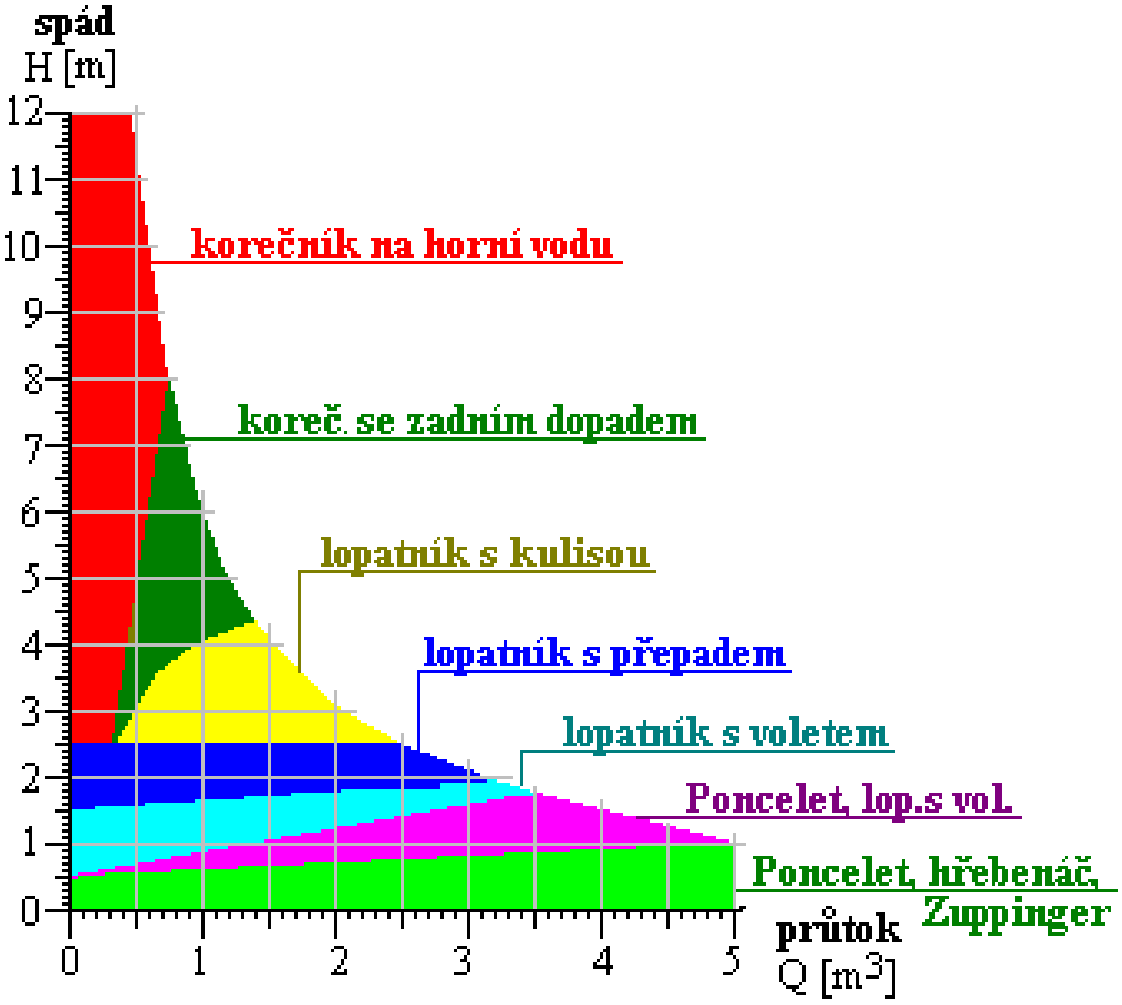
Přívodním potrubím do prostoru válcové komory vtéká kapalina, která se v komoře roztáčí. V místě nejvyšší rychlosti je nejnižší tlak, a tak je zde rotační těleso přitlačeno ke stěně. Díky rotaci kapaliny není rychlost rozložena rovnoměrně, a tím dochází k roztáčení rotačního tělesa, respektive hřídele. [7]

Turbínu je možné používat pro spád 0,6 - 20 m při průtocích 4 – 500 l/s. Účinnost se pohybuje mezi 40 - 75 %. Výhodou je spolehlivost a jednoduchost. Nevýhodou však může být náchylnost na výskyt abrazivních částic, jako je například písek. [7]

2.4 Vodní kolo

Jedním z nejstarších vodních strojů je právě vodní kolo. Svoje uplatnění nacházelo především v mlýnech, popřípadě u jiných řemeslníků. Energie vodního toku zde byla převedena na energii mechanickou, například pro mletí obilí. Později se začala vodní kola využívat i pro výrobu elektrické energie. [15]

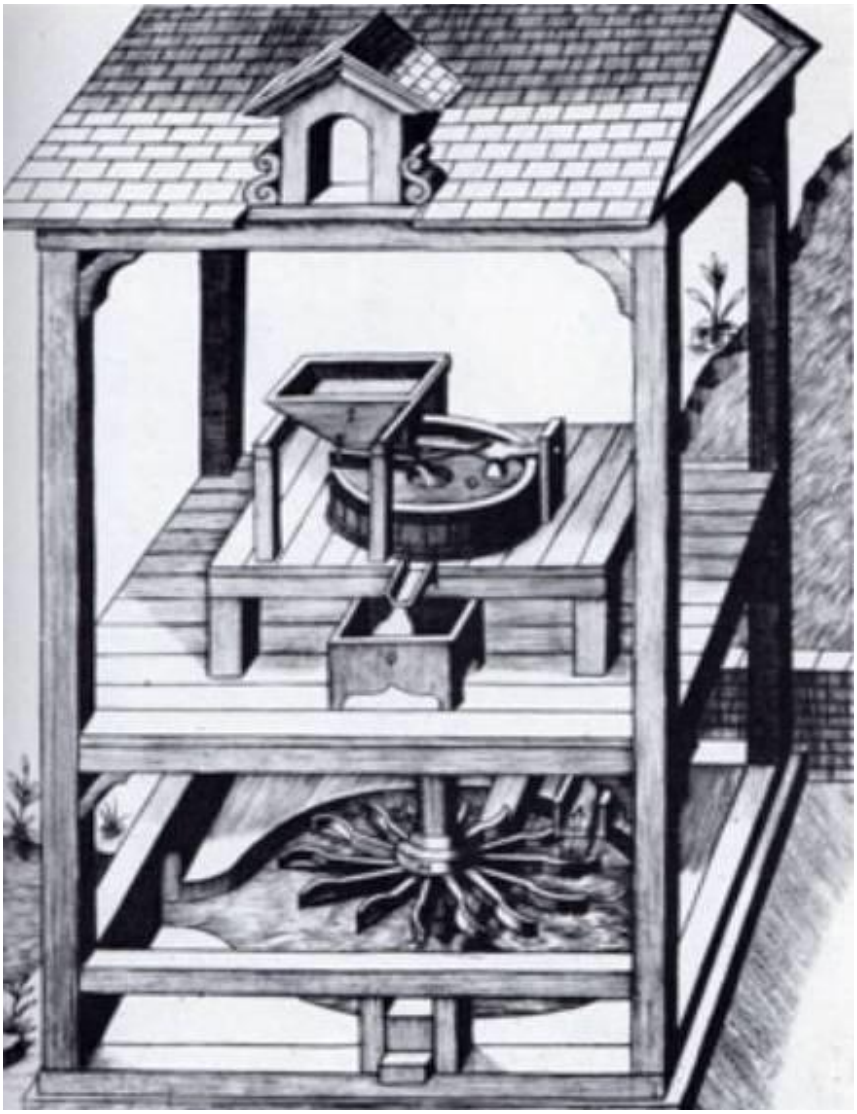
Typy vodních kol můžeme rozdělit do dvou základních skupin na horizontální vodní kolo a vertikální vodní kolo. Vertikální vodní kolo se pak dále dělí na kolo s horním nátokem, středním nátokem, a spodním nátokem. Dále je pak můžeme rozlišovat podle typů korečků. [15] [7]



Obr. 2.8 Graf vhodnosti jednotlivých typů vodních kol [7]

2.4.1 Horizontální vodní kolo

Horizontální vodní kolo je vhodné použít tam, kde není dosahováno velkých průtoků, ale je zde velká rychlost paprsku vody. Využívalo se v horských oblastech, kde byl velký spád a malý průtok. Jeho účinnost však není příliš velká, pohybuje se mezi 15-30 %. Výhodou pro použití v pracovních strojích bylo vertikální uložení hřídele, a proto nebylo potřeba dalších ozubených převodů pro jeho využití v mlýnech. Absence převodového soukolí však znamenala, že nebylo možné přizpůsobit otáčky pro požadované účely. Jejich nízká účinnost byla důvodem nahrazení již v 1. století našeho letopočtu koly s vertikálním provedením. [16]



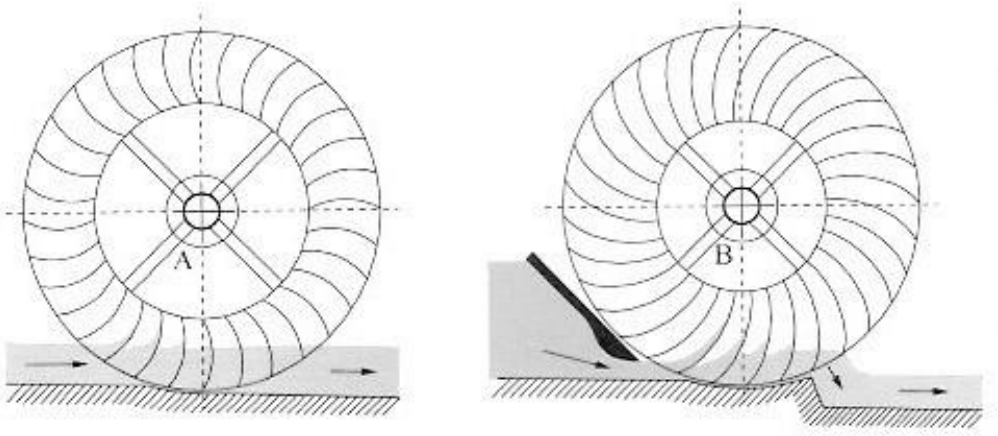
Obr. 2.9 Mlýn s horizontálním vodním kolem [17]

Horizontální vodní kolo funguje na principu přeměny kinetické energie vody. Paprsek vody dopadající na lopatky roztáčí vodní kolo, které je hřídelí spojeno s pracovním strojem, například mlýnem. Poté voda propadává do spodní části, odkud odtéká zpět do vodního toku. [17]

2.4.2 Vertikální vodní kolo se spodním nátokem

Tento typ vodního kola, jak už název napovídá, je konstruován na nátok ve spodní části kola. Podobně jako horizontální vodní kolo, využívá především kinetickou energii vody. Oproti horizontálnímu vodním kolu má však o něco lepší účinnost. [16]

Jeho výhodou je nenáročnost na stavební úpravy, kolo se dá jednoduše postavit na hladinu toku a vlivem kinetické energie toku dojde k jeho roztáčení. Postupem vývoje vzniklo na tomto principu několik typů vodních kol se spodním nátokem. Mohou to být například Střikový hřebenáč, Ponceletovo kolo, nebo kolo Noria. [18]



Obr. 2.10 A) Vodní kolo se spodní nátokem, B) Ponceletovo vodní kolo [19]

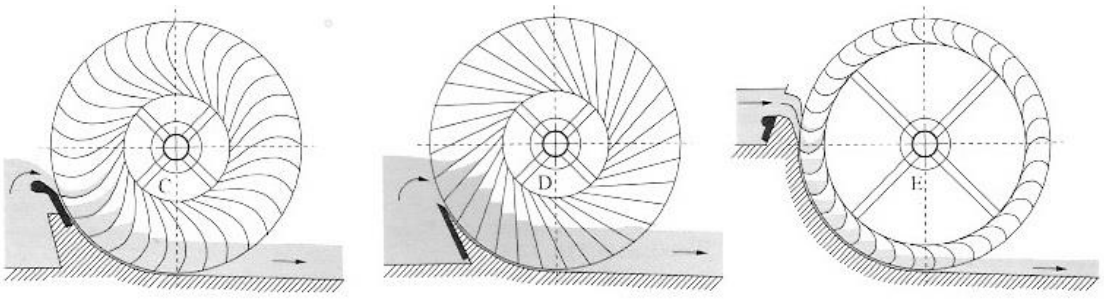
U Ponceletova vodního kola je usměrněný vodní tok před vodním kolem a za kolem je vytvořen schod. Díky usměrnění vodního toku se zvyšuje rychlost, kterým dopadá voda na lopatky a je možná korigovat do jaké výšky lopatek bude vodní tok působit. Schodem za vodním kolem se snižuje brodivost kola. Díky těmto úpravám bylo dosaženo až dvojnásobné účinnosti. [20]

Vodní kola se spodním nátokem jsou vhodná především pro toky s nízkým spádem a velkým průtokem. Konstrukce typu stříkavého hřebenáče dosahuje účinnost 20 – 30%, Ponceletovo kolo se může pohybovat i v rozmezí 30 – 65%. [21]

Kromě využití ve mlýnech, se také kolo využívalo k čerpání vody. Hlavním představitelem je typ Noira, který měl na straně vodního kola umístěny nádoby, do kterých byla nabírána voda z vodního toku, ta byla dále v nejvyšším bodě vylévána do žlabu, a tak byla čerpána voda z toku k dalšímu využití. Funkčním exemplářem je 30 metrové kolo v Sýrii na řece Orontes. [22]

2.4.3 Vertikální vodní kolo se středním nátokem

Dalším typem vertikálního vodního kola je vodní kolo se středním nátokem. Na tento typ je voda přiváděna v 1/3 nebo ve 2/3 celkového průměru kola. Na rozdíl od horizontálního kola a kola na spodní vodu, dokáže konstrukce se středním nátokem využít nejen energii kinetickou, ale také polohovou. Obecně se používají pro spády 1,8 – 2,4 m. [21]



Obr. 2.11 C) Zuppinger-Wasserrad, D) Sagebien-Wasserrad, E) Wasserrad-Kulisseneinlauf-Bach [19]

Voda vtéká na lopatky, které jsou navrhnuty tak, aby vodu zadržely, a vlivem tíhy vody dochází k otáčení kola. Voda na lopatky dopadá s určitou kinetickou energií, která je také předána kolu a napomáhá jeho rotaci. Na obrázku 2.11 je možné vidět různé typy konstrukcí vodních kol se středním nátokem.

Účinnost se u Zuppingerovi konstrukce pohybuje okolo 70 %, u Bachova kola, kde jsou lopatky nahrazeny korečky, je to o něco více a je možné se dostat až na 85 %. Je tedy zřejmé, že kola se středním nátokem dokáží ve své účinnosti překonat jak vodní kolo s horizontálním nátokem, tak i vodní kolo na spodní vodu. Nevýhodou konstrukce se středním nátokem je konstrukční i stavební náročnost. [23]

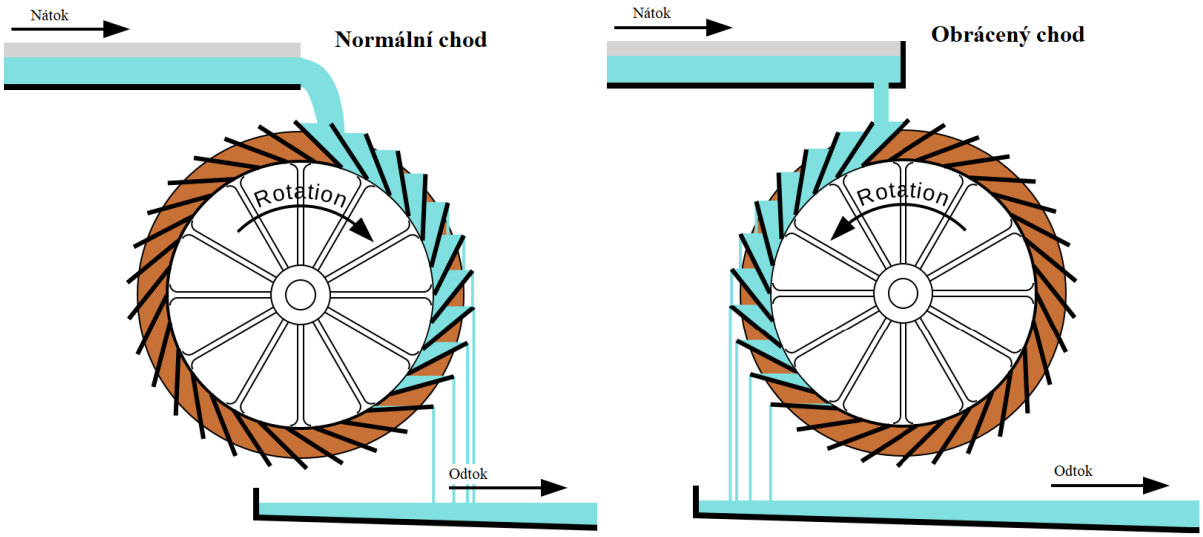
Obr. 2.12 Nátok na historické vodní kolo se středním nátokem [24]

2.4.4 Vertikální vodní kolo s horním nátokem

K dominantnímu zpracování polohové energie a části kinetické energie dochází u posledního typu vertikálních vodních kol. Tím je vodní kolo s horním nátokem, do kterého voda natéká z části nad vodním kolem. Na rozdíl od předešlých vodních kol, tento typ nemá lopatky, ale korečky, které jsou uzpůsobeny pro zadržení vody. [7]

Kola bývají umístěna nad hladinou spodní vody, aby nedocházelo ke ztrátám vlivem brodění. Podle uspořádání může voda natékat do vodního kola po proudu, nebo proti proudu. Hlavním rozdílem je, že při natékání vody proti proudu, je kolo roztáčeno tak, že pokud by došlo ke zvýšení spodní hladiny, nebude docházet k tak velkým ztrátám broděním. [7]

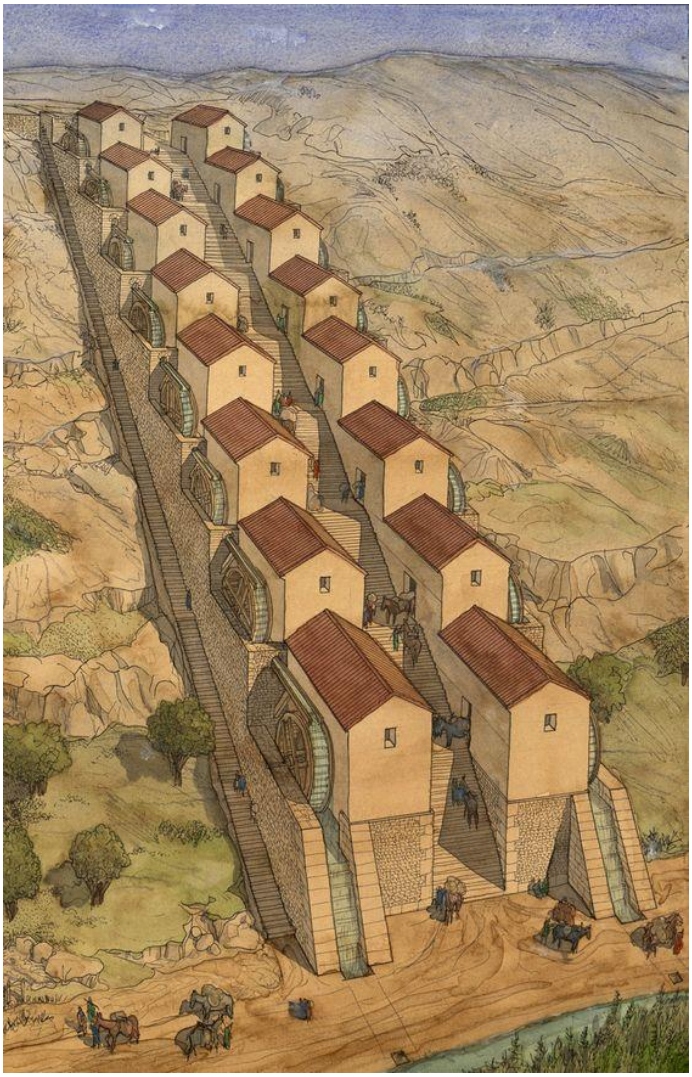
Tento typ je vhodný na větší spády s nižším průtokem. Dříve byla tato kola vyráběna až do průměru 12 m. Průměr kola většinou odpovídal výšce spádu. Jedná se o typ vodního kola, který má na Českém území největší zastoupení. [7]



Obr. 2.13 Schéma dvou způsobů uspořádání [25]

První zmínky o vodních kolech s horním nátokem sahají k Římanům, kteří je s největší pravděpodobností začali budovat jako první. Jejich výstavba je nákladnější hlavně z důvodu složitějšího budování nátokového žlabu a dalších stavebních úprav. I přesto tento typ znamenal velký krok kupředu ve získávání energie z vodního toku, a to díky účinnosti, se kterou je možné využít polohovou energii vody. Obecně se uvádí, že vodní kolo na horní vodu dokáže pracovat s účinností 80-90 %. [26]

Výjimečné vodní dílo stojící za zmínku, které využívalo sérii vodních kol s horním nátokem se nacházelo ve Francii ve městě Barbegal. Bylo zde kaskádově umístěno 16 vodních kol o průměru 2 m. Je uváděno, že se jednalo o největší známou koncentraci mechanické síly ve starověku. Vodní dílo bylo v provozu od 2. století našeho letopočtu až do konce 3. století. Jednalo se o mlýny jejich kapacita byla kolem 4,5 t mouky za den a bylo tedy možné zásobovat až 10 000 obyvatel. [26]



Obr. 2.14 Vodní dílo Barbegal [27]

Pro návrh vodního kola platí, že průměr kola, rozměry korečků, nebo tvary lopatek se odvíjí od výšky spádu. Šířka kola se upravuje pouze podle průtoku příslušného toku. Z toho vyplývá, že přepočet parametrů vodního kola na různé parametry je jednodušší než u turbín. [7]

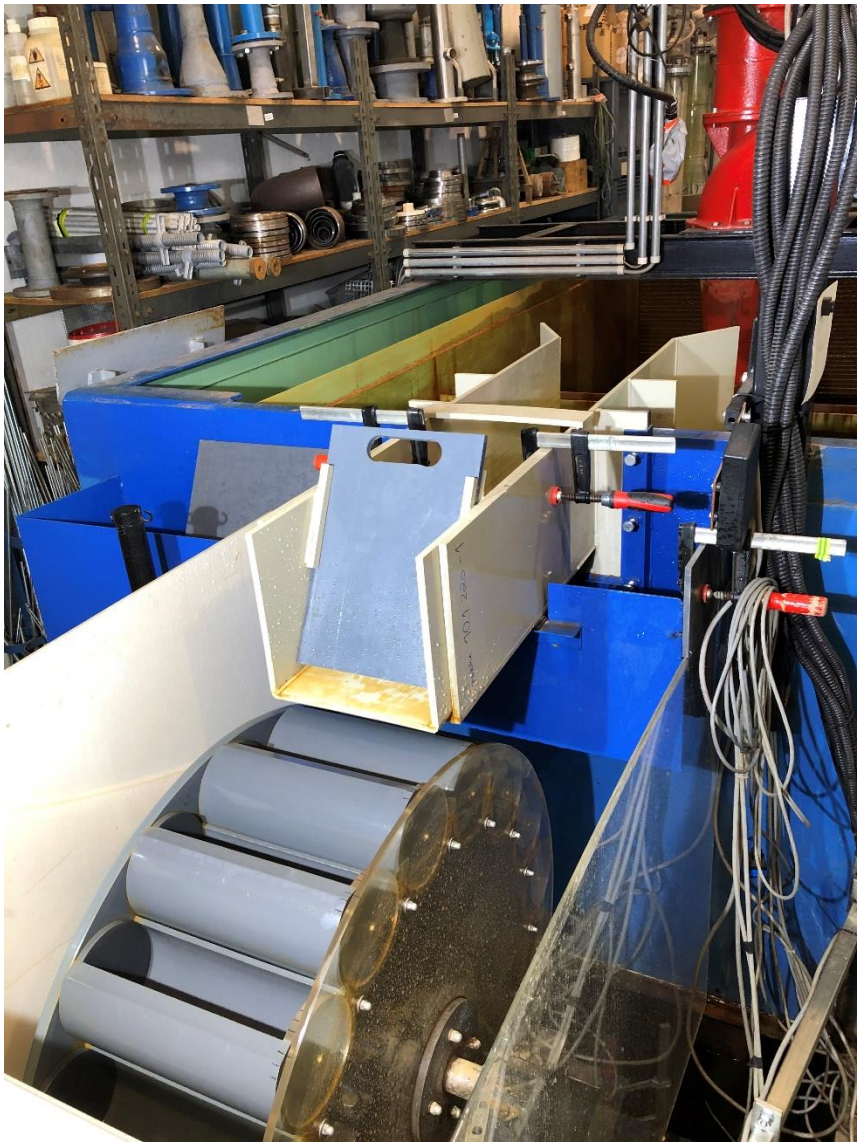
3 Konstrukce

Konstrukce vodního stroje navazuje na předešlou diplomovou práci Ing. Libora Macka pod vedením doc. Ing. Jaroslava Štiglera, Ph.D., kde po průzkumu trhu a zvážení požadovaných parametrů bylo zvoleno vodní kolo s horním nátokem pro jeho další optimalizaci. Hlavní důvody výběru tohoto typu stroje je jeho uváděná vysoká účinnost pro vodní toky s nízkým hydroenergetickým potenciálem a nízké výrobní náklady. [28]

Vodní kolo s horním nátokem využívá především potenciální energie vody, to má za následek, že průměr vodního kola by se měl blížit velikosti spádu daného toku. Pro univerzálnější využití by bylo vhodné vodní kolo optimalizovat i pro využití kinetické energie toku, díky tomu by bylo možné využít stejného průměru vodního kola pro různé spády s dosažením požadovaných účinností.

3.1 Zachovaná konstrukce

Vodní kolo již bylo vyrobeno a umístěno v laboratoři pro předešlé měření. U oběžného kola nebyly zjištěny zásadní nedostatky, a proto zůstává jeho konstrukce, materiál a tvar korečků zachován.



Obr. 3.1 Soustava oběžné kolo se žlabem

3.1.1 Materiál

Oběžné kolo pro měření je vyrobeno z materiálu PVC-U. Tento materiál byl zvolen pro jeho zdravotní nezávadnost a dobrou obrobitelnost. Dále u neměkčeného polyvinylchloridu není potřeba povrchových úprav pro zabezpečení stálosti.

Při sériové výrobě by bylo vhodné využití kovových materiálů odolných vůči korozi. Jako vhodný materiál se nabízí například hliník, který je relativně levný, snadno obrobitelný a dokáže odolávat degradaci vlivem koroze. Při optimalizaci sériové výroby lze očekávat, že výsledná výrobní cena by mohla být nižší, než cena modelu z PVC-U. Pro model, který slouží k měření a případné optimalizaci, je však vhodné, aby byl snadno rozebratelný a upravitelný, proto je zde vhodnější využít neměkčený polyvinylchlorid jako výrobní materiál.

3.1.2 Koreček

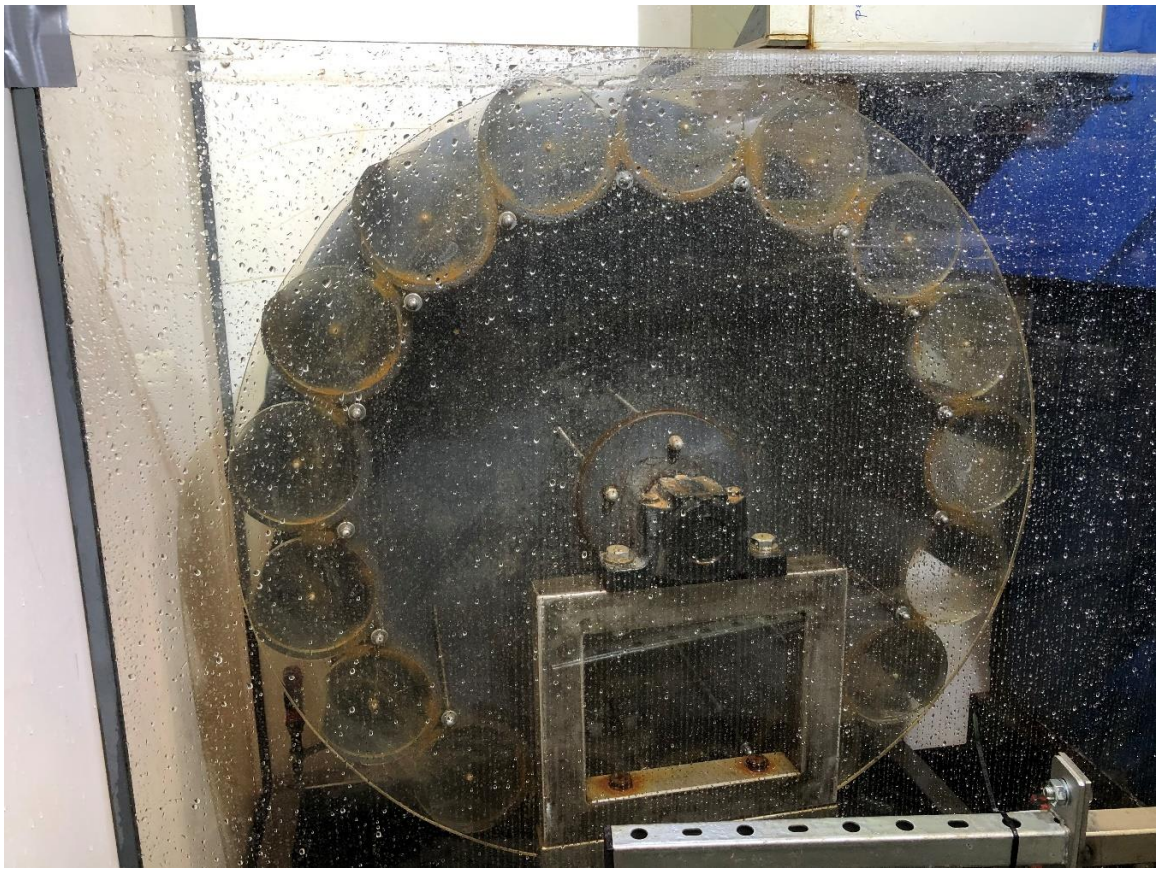
Aby bylo dosaženo co nejúčinnějšího zpracování kinetické energie, tak úhel odrazu paprsku vody by se měl blížit 180°. Dalším požadavkem na koreček je zadržení vody v korečku, a to co nejlépe až po nejnižší bod oběžného kola, tím dojde k úplném využití potenciální energie zadržené v korečku.

Jako vhodné a dostupné řešení byl zvolen dutý válec, který byl seříznut tak, aby byla vytvořena ostrá vstupní hrana. K výrobě byla použita PVC-U trubka, ze které bylo seříznuto 90°.

Obr. 3.2 Detail korečku

3.1.3 Oběžné kolo

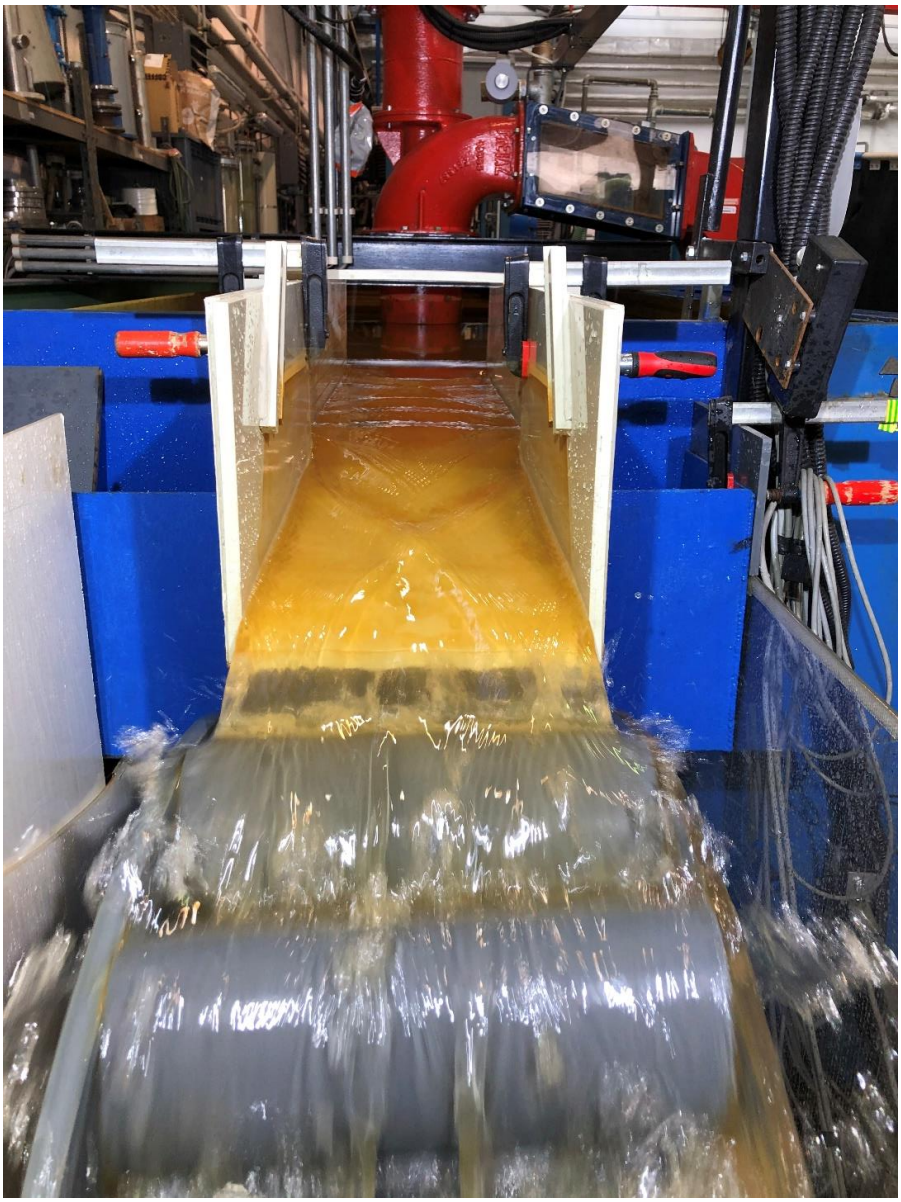
Oběžné kolo se skládá ze dvou disků, mezi kterými jsou sevřeny korečky. Disk je na jedné straně tvořen z průhledného plexiskla, to umožňuje sledování vodního paprsku dopadajícího na koreček. Sevření je zajištěno závitovými tyčemi a to tak, aby nedocházelo k samovolnému otáčení korečků vlivem proudu vody. V případě potřeby je možné korečky libovolně natáčet. Kroutící moment je přenášen hřídelí, ta je přivařena k nákružku, který je připevněn pomocí závitové tyče k oběžnému kolu.



Obr. 3.3 Oběžné kolo

3.2 Upravená konstrukce

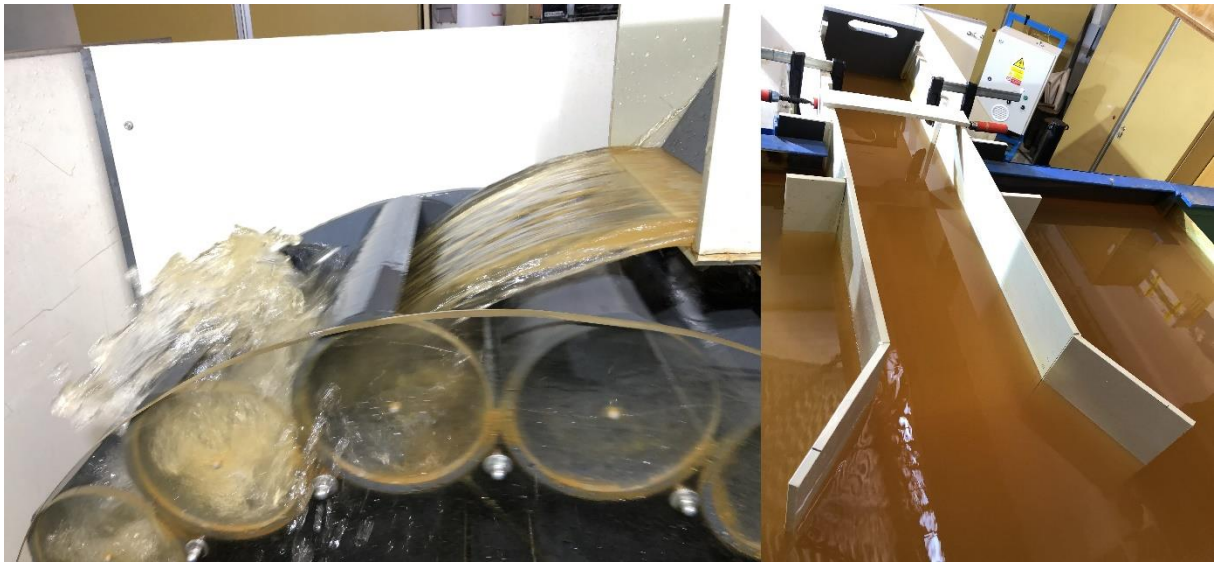
Při prvním testování a měření bylo možné sledovat jistá místa, kde dochází ke ztrátám, které mají nepříznivý vliv na účinnost. Jedno z míst, kde by bylo možné snížit ztráty a tím zvýšit výslednou účinnost, je žlab. Ve žlabu dochází k nadkritickému proudění, to vede ke ztrátám, které je možné eliminovat snížením rychlosti proudění ve žlabu.



Obr. 3.4 Proudění žlabem před optimalizací

3.2.1 Žlab

Hlavním cílem optimalizace žlabu bylo snížení rychlosti proudění, a to jak na vtoku do žlabu, tak po co nejdelším možném úseku žlabu. To bylo vyřešeno umístěním regulační desky na konci žlabu. Regulační desku je možné variabilně posouvat v horizontálním směru, a tím pro různé průtoky měnit průtočnou plochu mezi regulační deskou a žlabem tak, aby bylo dosaženo ustálení hladiny pro libovolný průtok. Jedná se o jednoduchou a nenákladnou úpravu konstrukce žlabu, díky které je dosaženo uklidnění proudění, a paprsek vody na výtoku je více kompaktní. Tato úprava by měla mít pozitivní vliv na výslednou účinnost soustavy.

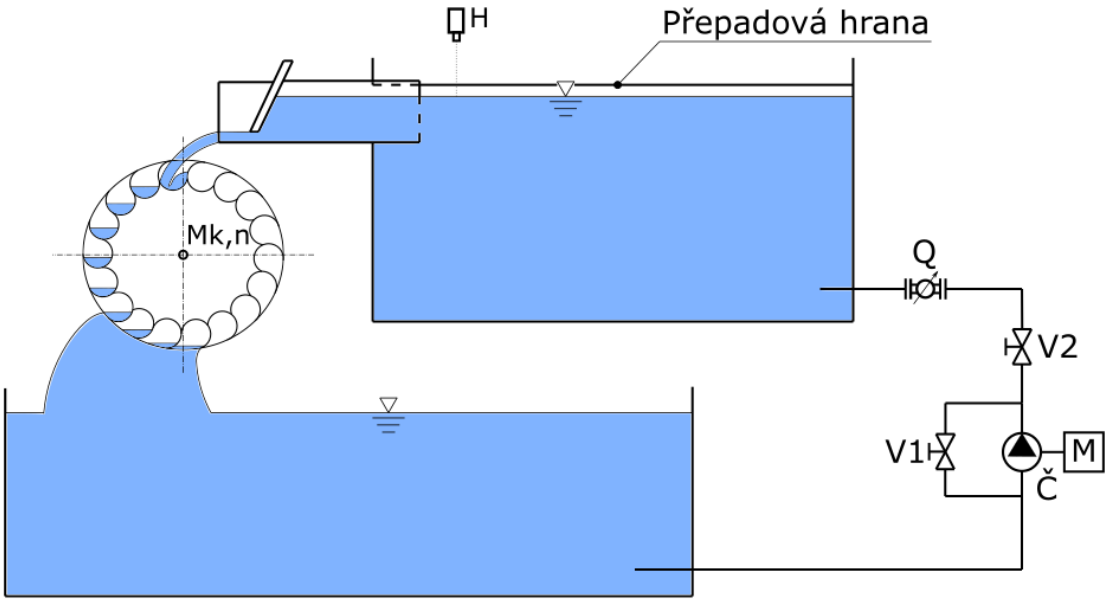


Obr. 3.5 Proudění žlabem po přidání regulační desky

Na obrázku 3.5 je vidět, že bylo dosaženo kompaktnějšího paprsku natékajícího na vodní kolo. Zároveň došlo k uklidnění proudění po délce žlabu, kde zvýšením hladiny a snížením rychlosti došlo ke sníženi Froudeho čísla a tím přechodu z bystřinného proudění na proudění říční. Tato změna by měla mít pozitivní vliv na výslednou účinnost vodního kola.

4 Měřící trať

Měřící trať se nachází v laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana v Brně. Skládá se ze spodní a horní nádrže, čerpadla a vodního kola propojeného přes hřídel a převodovku s asynchronním motorem. Vodní kolo je umístěno pod výtokovým žlabem, kudy voda natéká z horní nádrže. Z vodního kola voda odtéká do nádrže spodní, ze které je opět čerpána do nádrže horní. Přímo měřené parametry jsou průtok, výška hladiny horní nádrže, a otáčky asynchronního motoru. Nepřímo měřený je kroutící moment, který je dopočítáván z elektrických parametrů měřených na asynchronním motoru.



Obr. 4.1 Schéma tratě

4.1 Regulace a měření průtoku

Požadovaný průtok je zajištěn čerpadlem vybaveným motorem s frekvenčním měničem. Jedná se o velké čerpadlo určeno pro řádově větší průtoky, než jsou námi požadované, proto je čerpadlo vybaveno obtokem s klapkou V1. Regulace průtoku je tedy zajištěna klapkami V1, V2 a frekvenčním měničem.

Pro měření průtoku je použit indukční průtokoměr DN 80 MQI 99 SMART s přesností ±0,2%, umístěným za ventilem V2. Abychom mohli považovat hodnotu měřenou průtokoměrem za průtok protékající žlabem na vodní kolo, bylo nutné nejprve dosáhnout ustálené hladiny.

Indukční průtokoměry patří mezi nejrozšířenější snímače pro měření průtoku. Využívají Faradayova zákona elektromagnetické indukce. V elektrickém vodiči pohybujícím se v magnetickém poli určitou rychlostí se indukuje napětí. Pokud je velikost magnetické indukce a vzdálenost mezi elektrodami konstantní, tak můžeme říci, že velikost indukovaného napětí je přímo úměrná rychlosti elektrického vodiče. Jedná-li se o indukční průtokoměr, elektrickým vodičem je zde kapalina, v tomto případě voda. Měření probíhá tak, že vysílací elektroda vysílá do vodivého média napěťové pulsy, které indukují elektromagnetickou indukci na snímací elektrodě. Z měřených dat a parametrů průtokoměru je dále dopočítáván průtok. [29]

4.2 Měření výšky hladiny

Výška hladiny je měřena v reálném čase za pomoci ultrazvukového dvousondového snímače 2MHU 99 SMART s garantovanou přesností 0,8% pro měřící rozsah 2m.

Ultrazvukový hladinoměr měří časový interval mezi vysláním a přijetím pulzu ultrazvukového vlnění. Hlavní části jsou měřící sonda a řídící jednotka. Měřící sonda zajišťuje vysílaní a přijímaní ultrazvukového vlnění, zatímco řídící jednotka slouží k úpravě a vyhodnocování signálů z měřící sondy. [29]

Snímač měří výšku hladiny ode dna nádrže, proto byla změřena výška ode dna nádrže po dno žlabu a také ode dna žlabu po nejnižší bod vodního kola. Díky tomu je možné z hodnoty měřené za pomoci snímače dopočítat výšku spádu na vodní kolo.

Při měření byla měněna výška regulační desky tak, aby došlo k ustálení hladiny pod úrovní přepadové hrany. Použitím regulační desky bylo možné zajistit téměř konstantní výšku hladiny pro různé průtoky.

4.3 Měření kroutícího momentu a regulace otáček

Měření kroutícího momentu je důležité pro určení výkonu rotačního stroje. Dalším podstatným parametrem pro dopočet výkonu jsou otáčky, které by v ideálním případě měly být udržovány konstantní. V předchozích měřeních před úpravou žlabu byl použit pro regulaci otáček dynamometr nacházející se ve laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana v Brně. Stejný dynamometr měl být původně použit i pro měření po úpravě žlabu.

Použitý dynamometr se skládá ze stejnosměrného motoru, ventilátoru s vlastní pohonnou jednotkou, inkrementálního čidla, a tenzometrické příruby. Pro regulaci je použit stejnosměrný měnič. Jmenovité parametry stejnosměrného motoru jsou $P_j = 12{,}2\ kW$, $U = 12{,}2\ V$, $I = 35\ A$ a $n_j = 3320\ min^{-1}$.

Při měření po úpravě žlabu prováděném na dynamometru došlo při průtoku $Q = 11\ l/s$ k výpadku dynamometru, odpojení zátěže a roztočení do průběžných otáček. K výpadku pravděpodobně došlo z důvodu nepříznivého rozsahu otáček $n = 15 - 60\ min^{-1}$ s momentem až $Mk = 35Nm$ pro dynamometr, jehož jmenovité otáčky jsou $n_j = 3320\ min^{-1}$. Po odstavení dynamometru a spuštění druhý den bylo možné dynamometr opět rozběhnout, avšak po konzultaci bylo usouzeno, že je zde velké riziko trvalého poškození a s tím spojených vysokých nákladů.

Alternativním řešením k dynamometru je použití asynchronního motoru a převodovky. Výhodou tohoto řešení by mělo být přiblížení se reálnému provozu v praxi, kde pro výrobu elektrické energie by bylo vhodné využití převodovky spolu s elektromotorem v režimu generátoru. Nevýhodou přidáním převodovky je vnesení ztrát do systému.

V původním systému s dynamometrem byla použita pro měření momentu tenzometrická příruba, kde díky přímému zapojení byl měřen přímo moment na vodním kole. Přímé zapojení mělo také za následek, že mezi vodním kolem a tenzometrickou přírubou nebyly prvky, které by vlivem ztrát vnášely chybu do měření, a proto nebyla nutná kalibrace. V konfiguraci s převodovkou a asynchronním motorem vnáší převodovka ztráty, které jsou závislé na otáčkách a kroutícím momentu, není zde tedy možné brát ztráty jako konstantní po celém rozsahu, proto je nutné provést kalibraci.

K měření momentu u konfigurace s převodovkou a motorem je využito bezrozměrného parametru výstupního momentu OT, který je dopočítáván z elektrických veličin měřených na asynchronním motoru. Využití tenzometrické příruby pro měření momentu by bylo komplikovanějším řešením bez záruky lepších výsledků. Jednalo by se o nákladnější řešení, pro které by bylo nutné také provádět kalibraci z důvodu ztrát v převodovce. Dále pro použití příruby dostupné v laboratořích by bylo nutné přidat dvě spojky před a za tenzometrickou

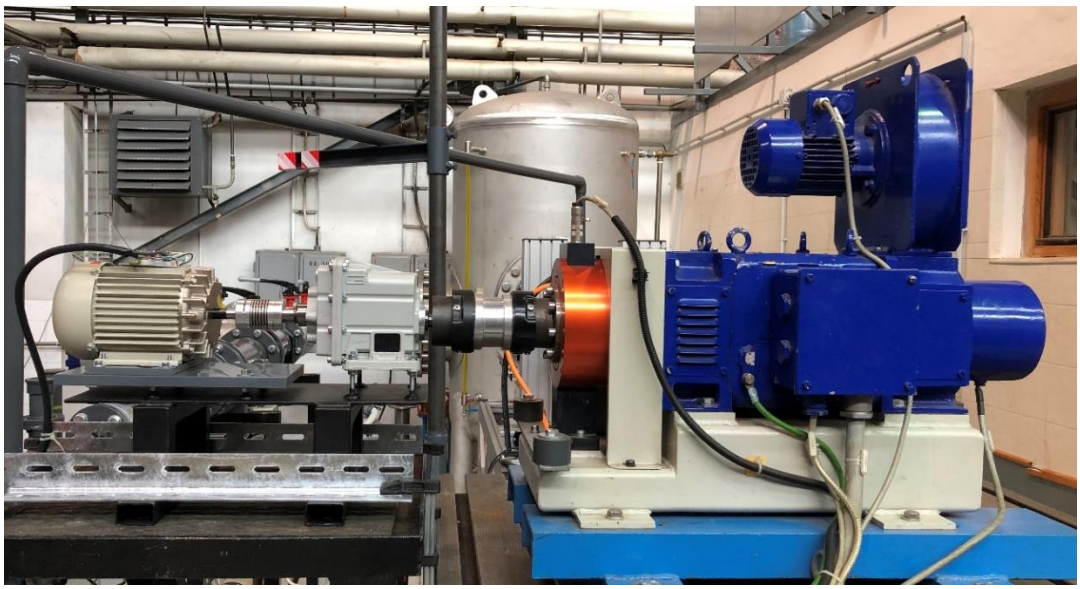
přírubu, čímž by došlo k prodloužení systému přenášející kroutící moment, to by mohlo mít za následek problémy se souosostí a další.

4.3.1 Kalibrace

Kalibrace byla prováděna v konfiguraci motor, převodovka, tenzometrická příruba a dynamometr. Stejnosměrný dynamometr SDS112S603 s maximálními otáčkami $n_j = 5000\ min^{-1}$ a moment $Mk = 100\ Nm$ zde slouží pro simulaci vodního kola a je zapojen v sérii s tenzometrickou přírubou 0125DP100 Kistler, která slouží pro měření momentu.

Jako motor byl vybrán asynchronní elektromotor ATAS T33VT512 o jmenovitém výkonu $P_j = 0{,}6\ kW$, jmenovitých otáčkách $n_j = 2830\ min^{-1}$ a jmenovitém proudu $I = 1{,}6\ A$, který z možného výběru nejvíce vyhovoval provozním podmínkám vodního kola. Elektromotor byl zapůjčen na Fakultě elektrotechniky a komunikačních technologií VUT Brno. Druhým motorem ve výběru byl asynchronní elektromotor Siemens 1LE1002-0EA02-2JA4, který se nacházel v laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana v Brně. Elektromotor Siemens o jmenovitém výkonu $P_j = 1{,}5\ kW$ však vykazoval příliš velkou chybu pro námi měřené kroutící momenty. Příčinou velké chyby jsou provozní podmínky, ve kterých se vodní kolo pohybuje, ty jsou příliš nízko pod jmenovitými parametry asynchronního motoru Siemens.

Čelní převodovka s označením CMG012 35.47 – 2, která má převodový poměr $i = 35{,}47$ je použita, abychom pro pomaloběžné vodní kolo mohli využít asynchronního motoru, který je vhodné provozovat blízko jmenovitých otáček, které jsou mnohonásobně vyšší než otáčky vodního kola.



Obr. 4.2 Kalibrační soustava

Při kalibraci byly na straně motoru měřeny hodnoty výstupního momentu *OT* a frekvence *f*, kde výstupní moment je bezrozměrná veličina dopočítávána z elektrických parametrů a frekvence je přímo měřena v Hz. Na straně dynamometru byly měřeny hodnoty kroutícího momentu a otáčky, obě tyto veličiny byly měřeny přímo.

Cílem kalibrace bylo zjistit závislost mezi bezrozměrnou hodnotou výstupního momentu, otáček a kroutícího momentu, díky které bude dále možné určit kroutící moment z parametrů otáček a výstupního momentu. Konfigurace motoru s převodovkou zůstane pro další měření zachována a parametry pro kalibraci jsou měřeny na koncích soustavy, proto je možné předpokládat, že závislost zjištěna z kalibrace bude zahrnovat i ztráty celého systému.

Z předchozích měření je zřejmé, že se pohybujeme v rozmezí otáček $n = 10 - 60\ min^{-1}$ a nejvyšší naměřený kroutící moment byl $Mk = 35\ Nm$. Z toho důvodu byla prováděna kalibrace pro $n = 10 - 70\ min^{-1}$ pro momenty $Mk = 0 - 40\ Nm$. Tímto by mělo být pokryto celé rozpětí, ve kterém se vodní kolo při měření pohybuje.

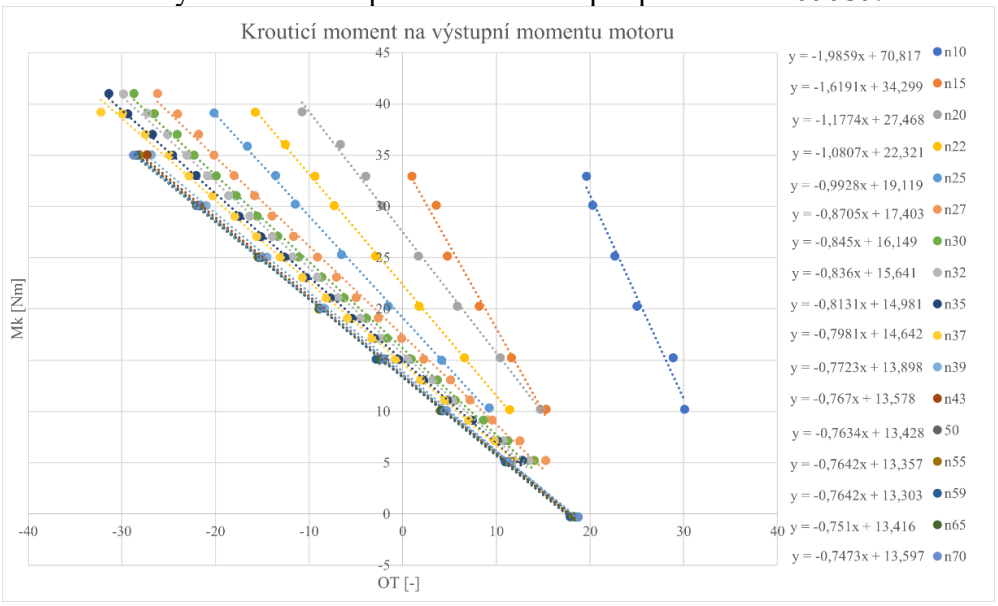
Výstupem z měření pro kalibraci byly 2 soubory hodnot pro každý bod, jeden pro parametry na straně motoru a druhý pro parametry na straně dynamometru. Každý ze souborů obsahoval data zaznamenána pro čas $t = 20\ s$. Bylo naměřeno celkem 186 bodů, pro různé otáčky a momenty ve výše zmíněném rozmezí.

Pro rychlejší a znovu použitelné zpracování dat byl napsán skript v programu Matlab, který slouží k vytvoření střední hodnoty pro každý bod a sloučení obou souborů do jedné přehledné tabulky seřazené podle otáček.

	1 Bod	2 OT [-]	3 f [Hz]	4 OP [-]	5 Mk [Nm]	6 n [min-1]
1	'b28_10'	30.0905	6	3.6090	10.2095	10.2845
2	'b29_10'	28.8548	6	3.4602	15.2323	10.4520
3	'b30_10'	25.0207	6	3.0009	20.2801	10.6115
4	'b31_10'	22.6354	6	2.7152	25.1692	10.7694
5	'b32_10'	20.2910	6	2.4331	30.0939	10.9354
6	'b33_11'	19.6313	6	2.3543	32.9359	11.0293
7	'b28_15'	19.2570	9	3.4641	10.1941	15.3263
8	'b29_15'	15.3221	9	2.7568	15.2385	15.4924
9	'b30_15'	11.5952	9	2.0860	20.2672	15.6613
10	'b31_15'	8.1742	9	1.4706	25.1554	15.8166
11	'b32_15'	4.7477	9	0.8543	30.0943	15.9783
12	'b33_16'	3.5934	9	0.6463	32.9332	16.0772
13	'b34_16'	0.9848	9	0.1779	36.0335	16.1917
14	'b28_18'	14.6923	11	3.2304	10.1993	18.6927
15	'b29_18'	10.4291	11	2.2925	15.2206	18.8682
16	'b30_19'	5.8238	11	1.2807	20.2633	19.0390
17	'b31_19'	1.6678	11	0.3679	25.1533	19.1965
18	'b32_19'	-2.2224	11	-0.4763	30.0830	19.3585
19	'b33_20'	-3.9477	11	-0.8556	32.9398	19.4584
20	'b34_19'	-6.6475	11	-1.4488	36.0417	19.5693

Obr. 4.3 Výřez tabulky setříděných naměřených dat

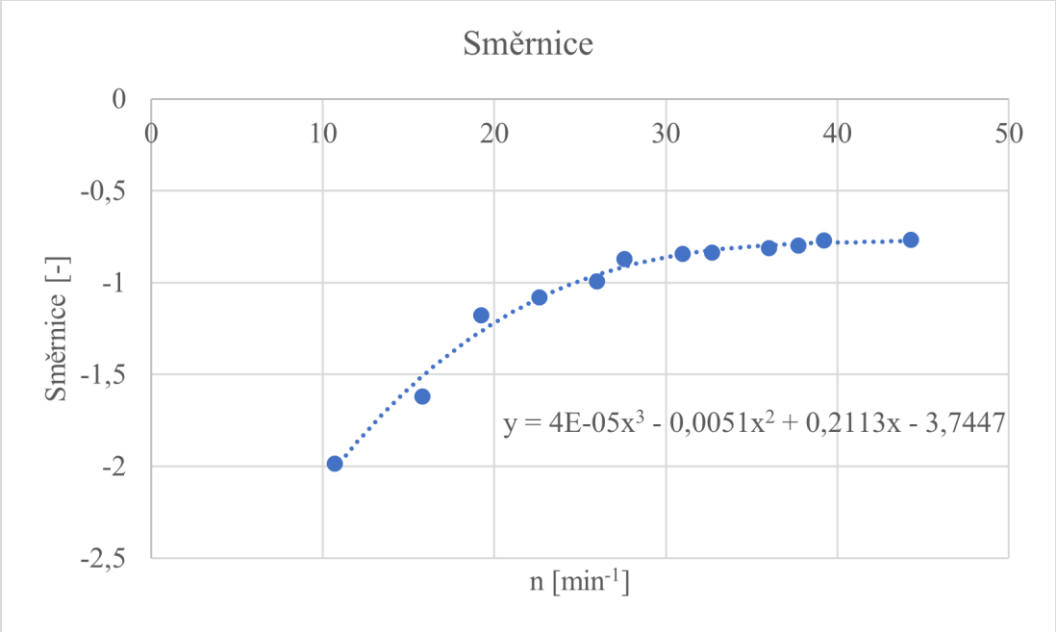
Jelikož obě veličiny *Mk* a *OT* popisují průběh momentu, je možné předpokládat, že tyto parametry mají pro konstantní otáčky lineární závislost. Byla provedena lineární regrese, která po ověření v MS Excel byla také zakomponována do skriptu psaném v Matlabu.



Obr. 4.4 Znázornění závislosti Mk a OT

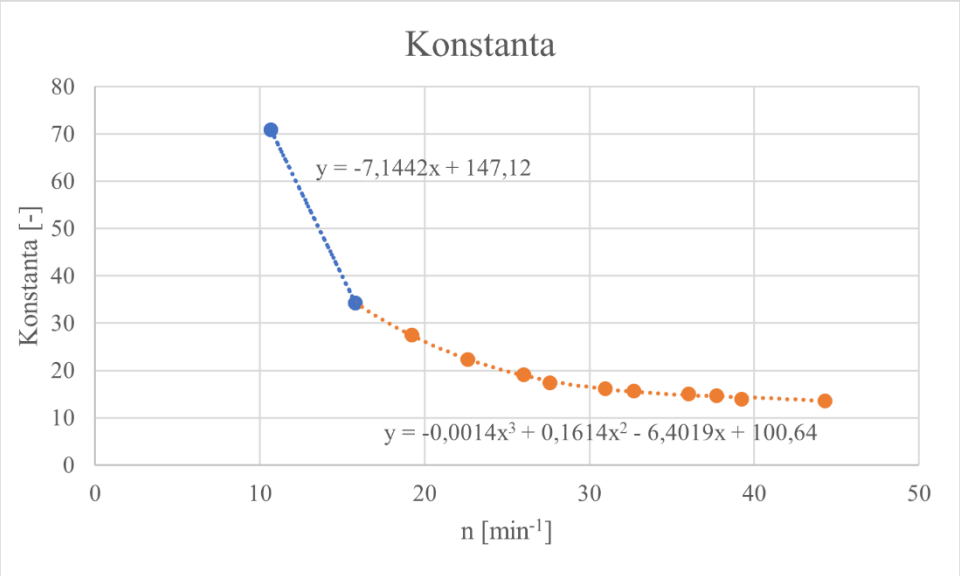
Z lineární regrese byla získána lineární závislost pro každé měřené otáčky, kde *y* znázorňuje *Mk* a *x* je *OT*. Dále bylo nutné zjistit, jaká je závislost směrnice a konstanty lineární rovnice na otáčkách.

Směrnici bylo možné popsat polynomem třetího stupně, a to až do otáček $n = 45\ min^{-1}$, odkud byla téměř neměnná. Tato skutečnost naznačuje, že od otáček $n = 45\ min^{-1}$ směrnice není závislá na otáčkách. Pro úsek od $n = 10\ min^{-1}$ do zmíněných $n = 45\ min^{-1}$ bylo prověřeno více typů popisu, jako hyperbolický, mocninný, polynomy nižšího i vyššího stupně. Jako nejvhodnější se nakonec jevil polynom třetího stupně vyjádřený za pomoci funkce polyfit v programu Matlab, který se mírně lišil od polynomu vyjádřeného za pomoci funkce přidání spojnice trendu v MS Excel. Vhodnost funkce byla posouzena podle zpětného dopočtu naměřených hodnot, určením chyby a její směrodatné odchylky. Směrodatná odchylka byla dále porovnána mezi jednotlivými funkcemi.



Obr. 4.5 Závislost směrnice na otáčkách

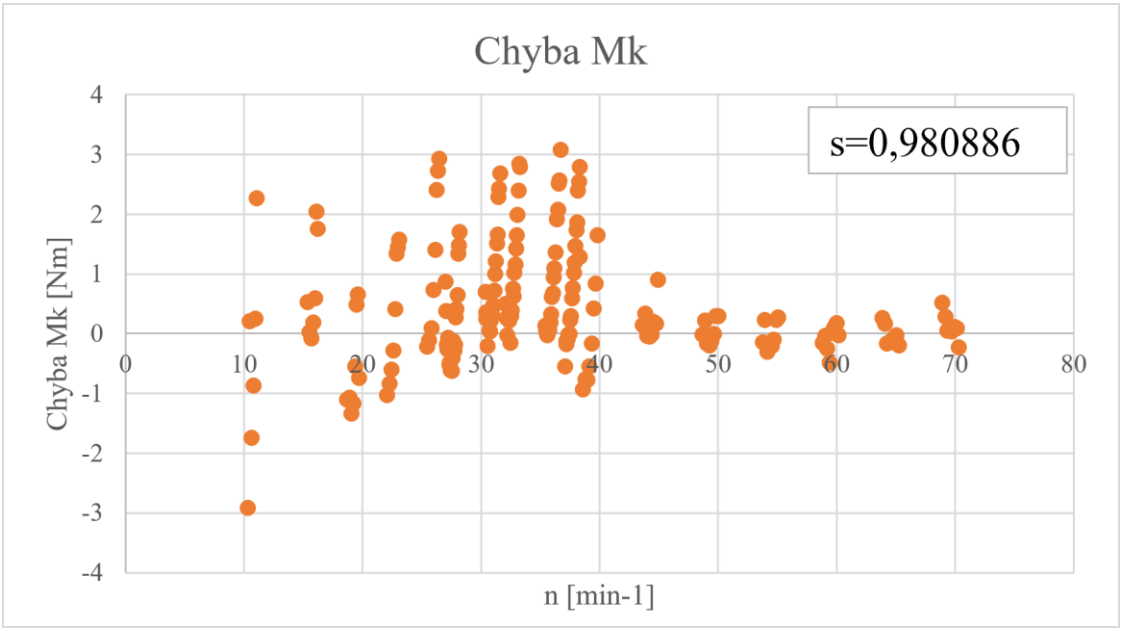
Pro dosažení přesnějších výsledků bylo nutné popis průběhu konstanty rozdělit na tři úseky. První úsek je od $n = 10\ min^{-1}$ do $n = 15\ min^{-1}$, kde byl zaznamenán velký skok, pokud byl tento úsek zahrnut do polynomické regrese, docházelo k velkém zkreslení celkového průběhu, proto byl popsán lineární funkcí. Příčinou velkého skoku může být podkročení frekvence, pro kterou má asynchronní motor lineární průběh momentu *Mk* na proudu *I*. Pro otáčky od $n = 15\ min^{-1}$ do $n = 45\ min^{-1}$, stejně jako u směrnice, po prověření více možností vyšel nejlépe polynom třetího stupně vyjádřený funkcí polyfit v programu Matlab. Také hodnota konstanty pro otáčky nad $n = 45\ min^{-1}$ oscilovala okolo konstantní hodnoty, proto je možné předpokládat, že i konstanta je od otáček $n = 45\ min^{-1}$ neměnná a není tedy závislá na otáčkách.



Obr. 4.6 Závislost konstanty na otáčkách

Ze zjištěných závislostí byla za pomoci funkce KDYŽ v programu excel vytvořena funkce dopočítávající kroutící moment z naměřených otáček *n* a výstupního momentu *OT*. Použitím funkce KDYŽ bylo docíleno, že je kroutící moment dopočítáván pro každý ze tří výše zmíněných úseků nejvhodněji zjištěným způsobem.

Pro ověření, zda můžeme vytvořenou funkci považovat za dostatečně přesnou, byl zpětně dopočítán kroutící moment naměřený při kalibraci. Dopočítané kroutící momenty za pomoci vytvořené funkce byly zpětně porovnány s momenty naměřenými. Odchylka mezi dopočítaným a naměřeným momentem byla vynesena do grafu v závislosti na otáčkách *n*, aby bylo viditelné, zda je velikost chyby závislá na otáčkách a jaká je její velikost. Dále byla z hodnot chyb dopočítána směrodatná odchylka *s*.



Obr. 4.7 Velikost chyby v závislosti na otáčkách

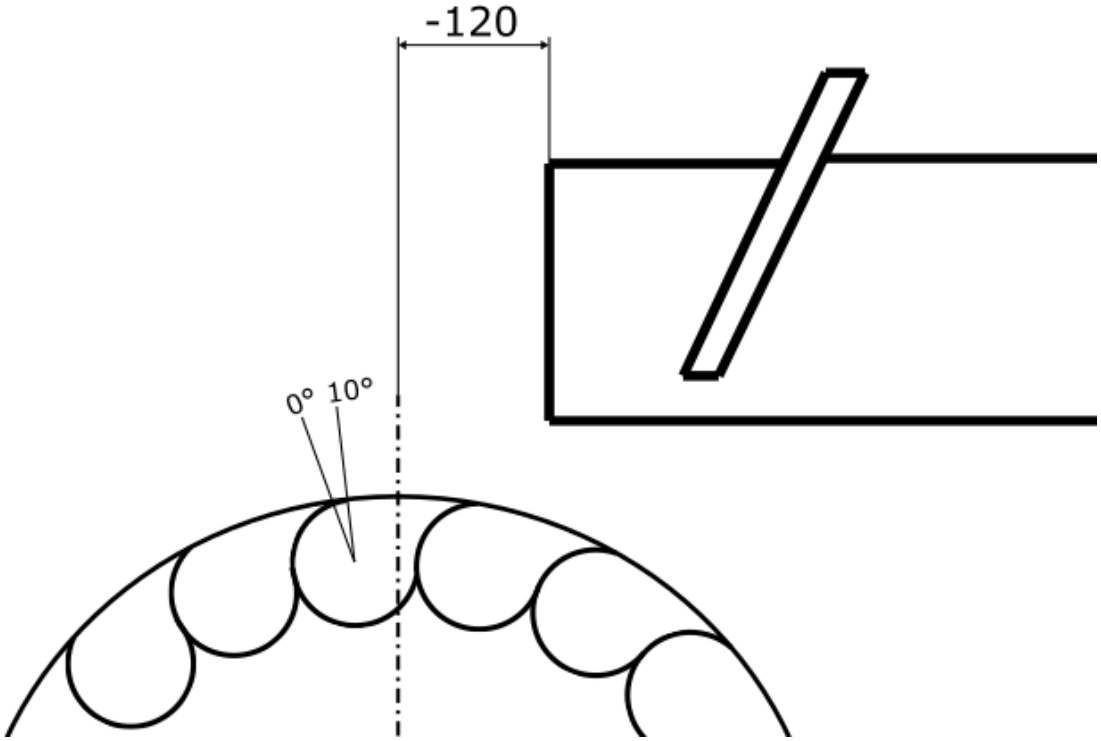
Výsledkem kalibrace je funkce, díky které můžeme s dostatečnou přesností dopočítat kroutící moment z měřených parametrů vodního kola provozovaného za různých podmínek. Také byl vytvořen univerzální skript psaný v programu Matlab, který slouží k setřídění dat a regresy polynomů. Pokud by byla nutná výměna motoru, nebo převodovky, pro které by byla vyžadována opětovná kalibrace, je možné skript využít po drobných úpravách pro jednodušší zpracování dat a k rychlejšímu vytvoření funkce pro dopočet kroutícího momentu *Mk*.

4.4 Měření otáček

Měření otáček bylo zajištěno otáčkovou značkou umístěnou na hřídeli mezi asynchronním motorem a převodovkou formou jedna značka na otáčku. Měřící soustavu tvořil laserový snímač firmy Baumer typ OZDK 14P190/S35A, signál z laseru zpracovával Universální jednokanálový čítač OM 601UQC s proudovým výstupem $I = 4 - 20mA$, který byl vyveden do měřícího PC. Napájení tvořil laboratorní stabilizovaný zdroj DIAMETRAL typ R124R50E. V čítači byla nastavena hodnota převodového poměru převodovky pro přepočet otáček asynchronního motoru na otáčky vodního kola.

5 Měření

Cílem měření bylo stanovení charakteristiky vodního kola a posouzení vlivu optimalizace žlabu na účinnost. Pro měření bylo tedy nejprve nutné provést výchozí nastavení pro délku žlabu a natočení korečku. Jako výchozí byla délka žlabu nastavena do polohy 0, tedy $L = -120\ mm$ viz. *Obr. 5.1 Nastavení korečku a žlabu*, to znamená, že vzdálenost konce žlabu od osy vodního kola je $120\ mm$. Výchozí nastavení korečku bylo $\varphi = 10°$, kde kladné natočení znamená částečné uzavření korečku a voda bude v korečku zadržena déle než při natočení záporném.



Obr. 5.1 Nastavení korečku a žlabu

Při měření se postupovalo následovně:

1. Kontrola měřících přístrojů, nastavení klapek
2. Zahřátí soustavy na provozní teplotu
3. Nastavení průtoku
4. Nastavení výšky regulační desky a ustálení hladiny
5. Nastavení otáček
6. Zápis naměřených hodnot
7. Opakování bodu 5 a 6 až do naměření celého rozsahu otáček
8. Zpět do bodu 3

V prvním kroku proběhla preventivní kontrola veškerých zařízení. Dále byla provedena kontrola nastavení měřící tratě, jako je nastavení klapek, korečků, žlabu a další.

Před měřením bylo nejdříve nutné zahřát soustavu na provozní teplotu, a to především čelní převodovku, u které hrozí změna účinnosti vlivem rozdílných teplot mazacího ústrojí. Jelikož kalibrace byla provedena za provozních teplot a funkce pro dopočet kroutícího momentu zahrnuje ztráty za provozních teplot, rozdílná teplota převodovky by měla za následek vnášení chyby do dopočtu *Mk*.

Nastavení průtoku bylo provedeno změnou otáček čerpadla a velikost průtoku byla sledována na výstupu z indukčního průtokoměru.

V bodě 4 byla nastavena výška regulační desky a to tak, aby došlo k ustálení hladiny pod přepadovou hranou a zároveň, aby se výška H příliš nelišila mezi jednotlivými průtoky. Po nastavení regulační desky bylo nutné vyčkat na úplné ustálení hladiny.

Změnou frekvence f pro asynchronní motor byly nastaveny požadované otáčky a po ustálení bylo zahájeno měření.

Naměřené hodnoty byly zaznamenány opět ve 2 souborech, kde jeden obsahoval hodnoty související s vodní nádrží a vodním kolem, a druhý soubor obsahoval výstupy z asynchronního motoru. Každý bod byl měřen pro čas $t = 30s$. K souborům byl ještě přiřazen ručně psaný dokument se základními informacemi o nastavení soustavy a poznámkami.

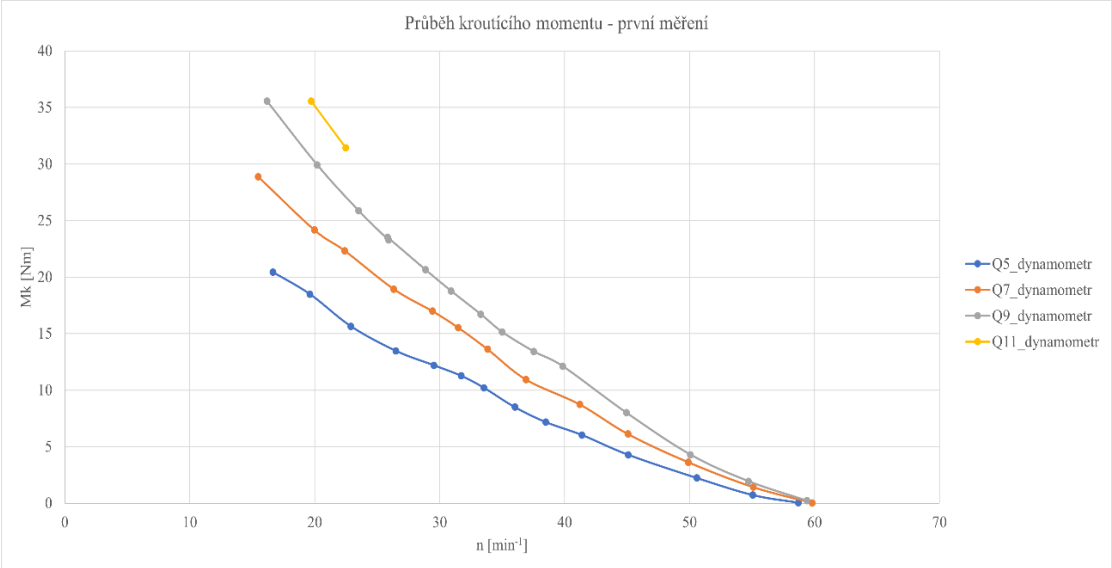
Pro každý průtok byl naměřen celý rozsah otáček, poté byl průtok upraven a opět bylo provedeno měření celého rozsahu otáček, průtok byl zvyšován od $Q = 5\ l/s$ až do maximálního možného průtoku, při kterém nebude možné spustit regulační desku tak, aby nedocházelo k přepadu vody přes přepadovou hranu.

5.1 První měření

První měření bylo provedeno na měřící soustavě, kde pro regulaci otáček byl použit původně zamýšlený dynamometr. V této soustavě byl přímo měřený kroutící moment Mk tenzometrickou přírubou. Nebyl tedy potřeba přepočet měřených parametrů a tím pádem ani kalibrace.

Původním plánem pro toto měření bylo proměření průtoků od $Q = 5\ l/s$ až po maximální možný, a to pro otáčky od $n = 15\ min^{-1}$ do otáček průběžných, kde je kroutící moment $Mk = 0\ Nm$. Z měření, které bylo provedeno dříve, bylo zřejmé, že průběžné otáčky se pohybují okolo $n = 60\ min^{-1}$.

Při měření si bylo možné všimnout, že dynamometr z důvodu zabudované ochrany uhýbá momentu vyššímu než $Mk = 35\ Nm$ pro nízké otáčky. Uhýbání se projevovalo uvolňováním zátěže při nárazech vodního paprsku na koreček do té míry, že při zvyšujícím se průtoku nebylo možné dosáhnout dolní hranice otáček $n = 15\ min^{-1}$. U průtoku $Q = 11\ l/s$ a otáček $n = 23\ min^{-1}$ došlo k výpadku dynamometru, který měl za následek odstavení dynamometru.



Obr. 5.2 Naměřená data prvního měření

Výsledkem prvního měření jsou tedy průběhy kroutícího momentu v závislosti na otáčkách do průtoku $Q = 11\ l/s$, kde již nebylo možné dále pokračovat v měření na soustavě s dynamometre.

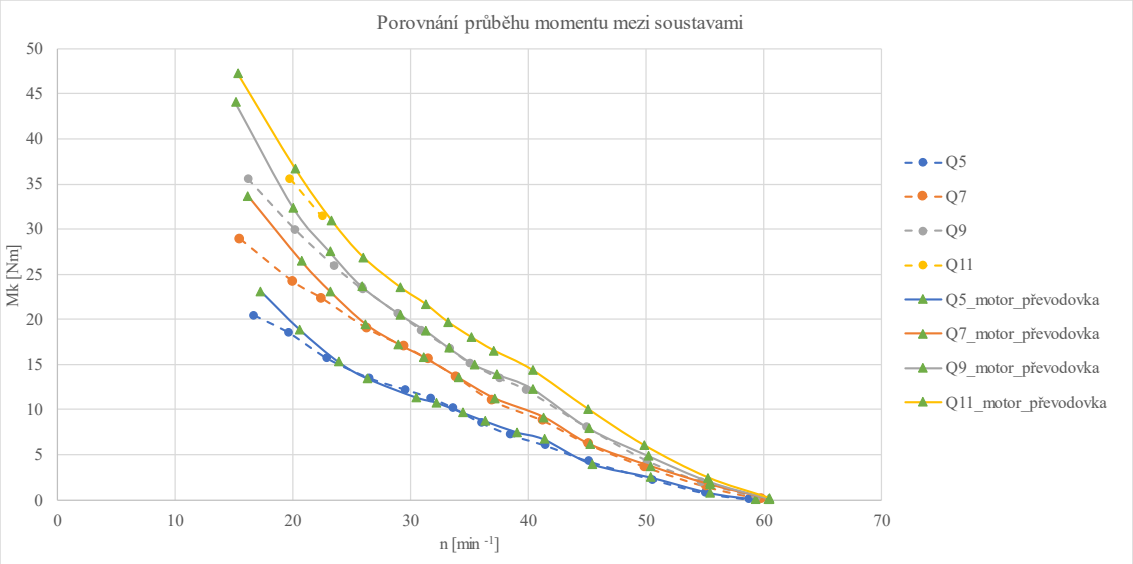
5.2 Porovnání měřících soustav

Aby bylo možné ověřit, zda náhrada dynamometru asynchronním motorem s převodovkou je plně funkční a je možné ji považovat za pozitivní, bylo nutné zopakovat první měření na nové soustavě s elektromotorem a převodovkou.

Nastavení pro druhé měření bylo tedy shodné jako při měření prvním s tím rozdílem, že místo dynamometru bylo vodní kolo připojeno přes čelní převodovku k asynchronnímu motoru. Shodné bylo i měřené rozmezí průtoků, otáček a to i se stejnými kroky.

U nové soustavy bylo možné zaznamenat plynulejší provoz, kdy nedocházelo k trhání vodního kola vlivem uvolňování zátěže. Dalším pozitivem bylo, že nedocházelo k samovolnému navyšování otáček vlivem ochrany, avšak bylo potřeba sledovat velikost proud I asynchronního motoru, kde při zvýšení nad jmenovitou hodnotu $I = 1{,}6\ A$ po delší časový interval by mohlo dojít k výpadku motoru vlivem proudové ochrany. Pro průtoky z prvního měření $Q = 5 - 11\ l/s$ nebyl zaznamenán proud vyšší než jmenovitý, a to ani pro nejníže měřené otáčky.

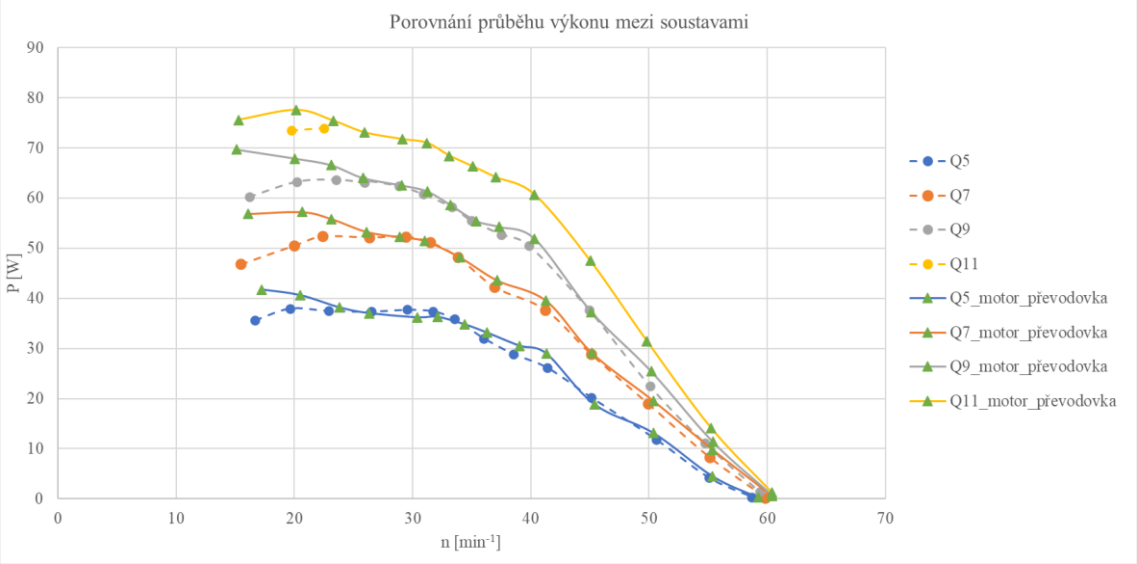
Data z druhého měření byla zpracována, a za využití funkce odvozené při kalibraci byl dopočítán kroutící moment *Mk*. Do grafu závislosti kroutícího momentu na otáčkách z prvního měření byly vyneseny také hodnoty z měření druhého viz. *Obr. 5.3*.



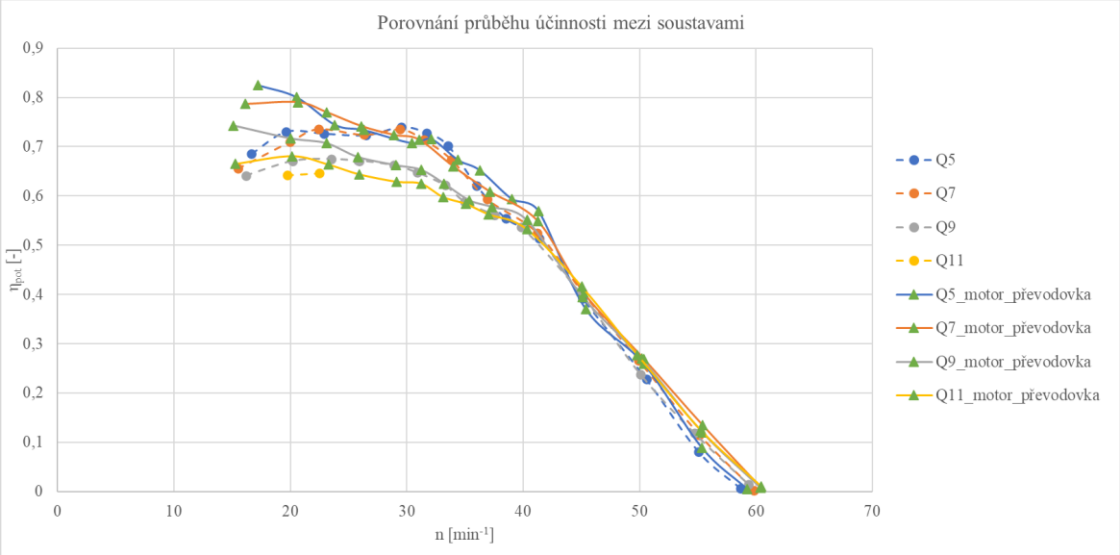
Obr. 5.3 Porovnání průběhu krouticího momentu mezi měřícími soustavami

Z porovnání měřicích soustav *Obr. 5.3* je zřejmé, že náhradu dynamometru za asynchronní motor s převodovkou můžeme považovat za úspěšnou. Jak se dalo předpokládat, u nízkých otáček, kde docházelo ze strany dynamometru k uvolňování zátěže a tím ke zkreslení velikosti měřeného kroutícího momentu, jsou hodnoty zjištěné měřením na nové soustavě vyšší. Od otáček okolo $n = 25\ min^{-1}$ jsou měřené kroutící momenty téměř stejné, mimo jiné i to je důvodem, proč můžeme považovat náhradu i kalibraci za zdárnou.

Aby bylo možné odhadnout vliv změny v měřící soustavě na charakteristiku vodního kola, bylo vhodné vynést i závislosti účinnosti a výkonu na otáčkách, které budou porovnány mezi soustavami.



Obr. 5.4 Porovnání průběhu výkonu mezi soustavami



Obr. 5.5 Porovnání účinnosti mezi soustavami

Jak z grafu pro účinnosti, tak i z grafu pro výkon je vidět relativně velký rozdíl v oblasti nízkých otáček a rozdíl narůstá se zvětšujícím se průtokem. Tento rozdíl je způsoben tím, že u dynamometru v takto nízkých otáčkách docházelo k nepříznivému trhání a uvolňování zátěže, a to, jak je možné vidět z výše uvedených grafů, se nedělo jen pro hranici $Mk = 35\ Nm$, která byla původně považována za limit, ale dělo se to i pro momenty nižších hodnot v oblasti nízkých otáček okolo $n = 15\ min^{-1}$. Je možné tedy předpokládat, že oblast nízkých otáček bude ovlivněna vůči dříve provedeným měřením na měřící soustavě s dynamometrem.

5.3 Charakteristika turbíny

Po ověření funkčnosti měřicí soustavy s asynchronním motorem a převodovkou bylo na řadě dokončení původně zamýšleného měření. Z důvodu komplikací s dynamometrem a nutnou náhradou se stalo prioritou ověření funkčnosti soustavy a porovnání měření mezi měřícím soustavami, proto nebylo z časové tísně možné provést měření pro více různých nastavení korečků a poloh žlabu. K dispozici byla naměřená data pro nastavení korečku $\varphi = 10°$ a pro polohu žlabu $L = -120\ mm$ do průtoku $Q = 11\ l/s$, bylo tedy vhodné dokončit měření až po maximální možný průtok, pro který je možné vlivem regulační desky ovlivnit paprsek vody.

Třetí měření bylo provedeno od $Q = 11\ l/s$ do maximálního možného, který se ukázal jako průtok $Q = 23\ l/s$, kdy už nebylo možné spustit regulační desku tak, aby nedocházelo k přepadu vody přes přepadovou hranu. Cílem třetího měření bylo zjištění charakteristiky vodního kola pro optimalizovaný žlab. Rozmezí měřených otáček bylo stejné jako v předchozích dvou měřeních $n = 15\ -\ 60\ min^{-1}$.

Při měření průtoku $Q = 13\ l/s$ byl u otáček $n = 15\ min^{-1}$ již přesáhnut jmenovitý proud asynchronního motoru na hodnotu $I\ =\ 1{,}7\ A$, a proto kvůli hrozícím komplikacím a výpadku motoru byly otáčky měřeny až od $n = 20\ min^{-1}$. Tato změna nejnižších měřených otáček byla dostačující až do průtoku $Q = 19\ l/s$, kde byl u otáček $n = 20\ min^{-1}$ měřen proud $I\ =\ 1{,}76\ A$, proto bylo nutné nejnižší hranici otáček opět posunout na $n = 23\ min^{-1}$. Kromě potřebných úprav dolních hranic měřených otáček proběhlo třetí měření bez komplikací.

5.3.1 Zpracování dat a jejich přepočet na jednotkové parametry

Po měření následovalo zpracování dat, při kterém byly ze souborů naměřených hodnot pro jednotlivé body dopočteny střední hodnoty. Dále byla vytvořena jedna tabulka středních hodnot z obou souborů, kde byl pro každý bod dopočítán kroutící moment ze zjištěného kalibračního vztahu. Na *Obr. 5.6* je znázorněn náhled tabulky středních hodnot, tabulka pro všechna měřená data je obsažena v příloze 1.

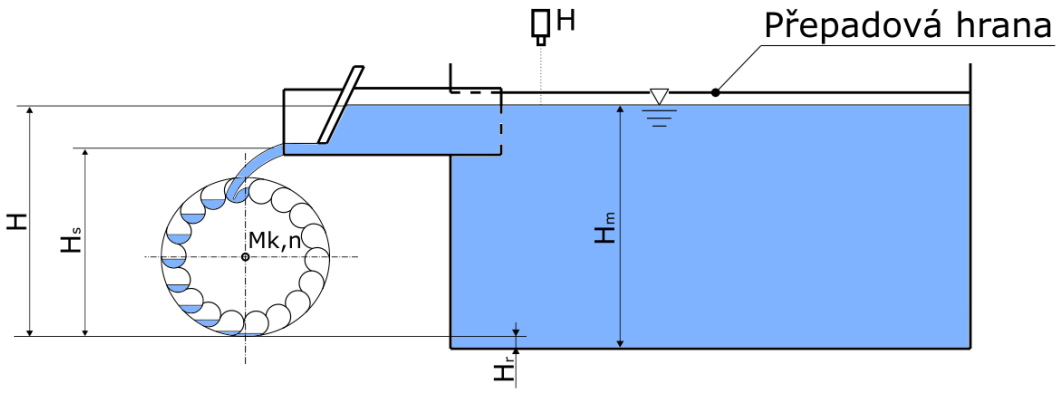
Bod	Q [l/s]	n [min-1]	H [m]	OT [-]	Mk [Nm]
500000	4,853667	17,22929	1,230485	7,32	23,1374
500001	4,863366	20,51553	1,23081	6,077834	18,90706
500002	4,917305	23,82934	1,230501	5,635882	15,29779
500003	4,839884	26,31322	1,230604	5,419677	13,44307
500004	4,904713	30,42049	1,230466	5,581176	11,36064
500005	4,864897	32,10709	1,230462	5,76902	10,79787
500006	4,959673	34,38985	1,230501	6,80902	9,668388
500007	4,878339	36,28182	1,230535	7,858571	8,73302
500008	4,93432	39,03598	1,230516	9,351569	7,474159
500009	4,889229	41,31725	1,2294	10,12211	6,702737
500010	4,891782	45,37742	1,229125	12,46617	3,970595
500011	4,873064	50,36511	1,230478	14,41137	2,496091
500012	4,917815	55,36851	1,22974	16,67221	0,782333
500013	4,9447	59,23286	1,229882	17,64882	0,042039

Obr. 5.6 Náhled tabulky středních hodnot naměřených dat

Pro výpočet účinnosti je nejprve nutné stanovit teoreticky využitelnou energii vody. Tu můžeme zjistit výpočtem teoretického výkonu z potenciální energie vody, známe-li výšku spádu H a průtok Q, ze vztahu *(5.1)*.

$$P_{pot} = Q \cdot H \cdot g \cdot \rho \qquad (5.1)$$

Kde průtok $Q[m^3/s]$ je přímo měřený a je nutný pouze převod jednotek z $[l/s]$ na $[m^3/s]$, $g = 9{,}823\ [m/s^2]$ je gravitační zrychlení, $\rho = 998{,}2\ [kg/m^3]$ je hustota vody při teplotě $t = 20$ °C a $H\ [m]$ je spád na vodní kolo. Spád však není měřen přímo, jelikož hodnota měřená $H_m\ [m]$ je výška ode dna nádrže a spodní hrana vodního kola není na stejné úrovni jako dno nádrže viz. *Obr. 5.7*, je nutný přepočet měřené výšky $H_m\ [m]$ na velikost spádu $H\ [m]$ odečtením rozdílu $H_r\ [m]$ od měřené výšky $H_m\ [m]$.



Obr. 5.7 Schéma měřící tratě s vyznačením výšky spádu

Teoretický výkon je však možné spočítat ještě se započtením kinetické energie vody ze vztahu *(5.2)*. Teoretický výkon P_t by měl být mírně nižší, než výkon P_{pot}, protože ve výkonu vycházejícího z kinetické energie by měla být zahrnuta ztráta ve žlabu.

$$P_t = Q \cdot \rho \cdot (\frac{{v_s}^2}{2} + H_s \cdot g) \qquad (5.2)$$

Výška $H_s\ [m]$ značí vzdálenost od dolní hrany vodního kola do středu paprsku vody, a rychlost $v_s[m/s]$ je střední rychlost paprsku vody natékajícího na vodní kolo. Střední rychlost byla počítána ze vztahu:

$$v_s = \frac{Q}{b_s \cdot b_z} \qquad (5.3)$$

kde $b_s\ [m]$ je vzdálenost mezi dnem žlabu a spodní hranou regulační desky a $b_z = 0{,}235\ m$ je šířka žlabu.

Aby bylo možné určit účinnost vodního kola, bylo potřeba dopočítat jeho výkon. Ten byl počítán z následujícího vztahu:

$$P = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \tag{5.4}$$

Účinnost se obecně určuje poměrem energie získané vůči energii teoretické, u vodních strojů tomu není jinak a účinnost zde vychází z poměru energie zpracované vodní turbínou ku energii vody. Účinnost je zde možné zjistit dvěma způsoby z celkového teoretického výkonu P_{pot} a teoretického výkonu pouze pro vodní kolo P_t:

$$\eta_{pot} = \frac{P}{P_{pot}}, \tag{5.5}$$

$$\eta_{kin} = \frac{P}{P_t}, \tag{5.6}$$

kde η_{pot} nám dává celkovou účinnost se zahrnutím ztrát jak žlabu tak vodního kola. Jak je již výše zmíněno teoretický výkon P_t by měl být nižší o ztráty žlabu, proto účinnost η_{kin} by měla být mírně vyšší z důvodu zahrnutí ztrát pouze vodního kola. V následujícím zpracování dat bude pozornost věnována hlavně účinnosti celkové η_{pot}.

Pro určení charakteristiky turbíny je standardem využití jednotkových parametrů, a to především pro možnost jednoduchého vzájemného porovnání mezi různými typy turbín o různých velikostech.

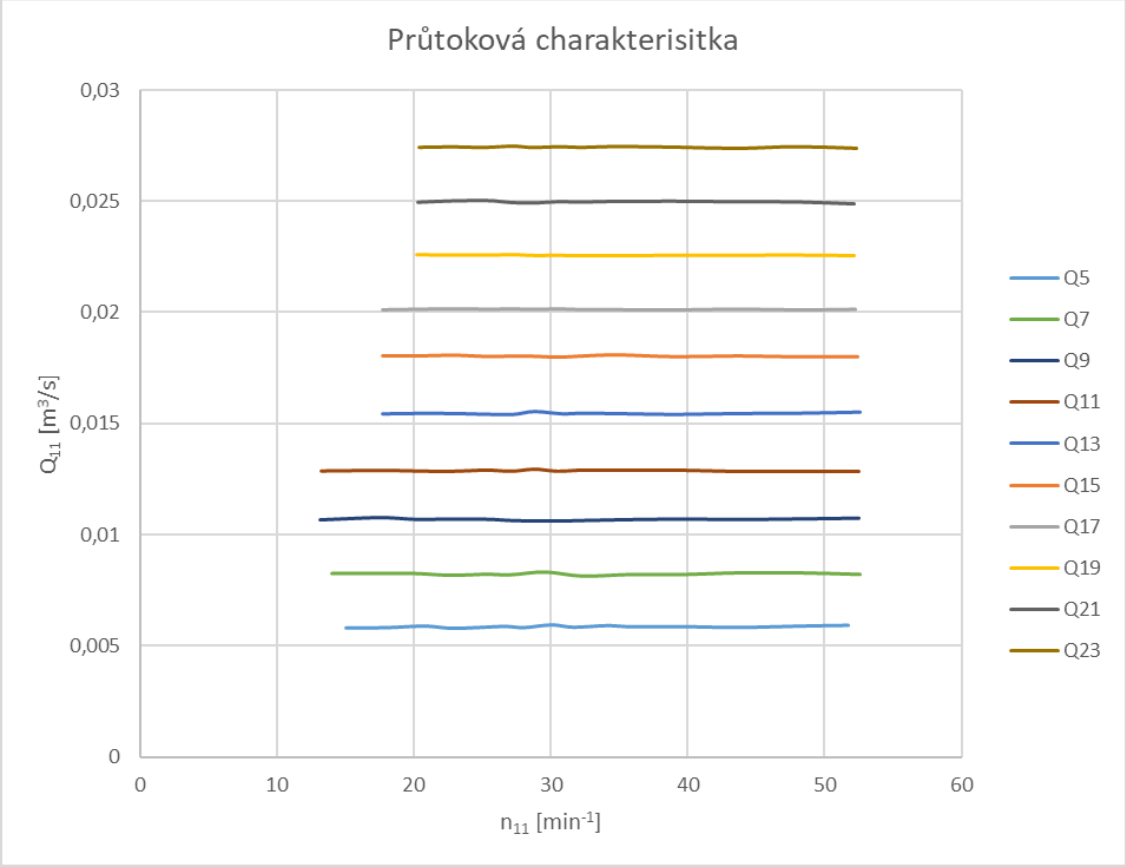
Jednotkový průtok Q_{11} je průtok stroje s průměrem $D = 1\ m$ a výškou spádu $H = 1\ m$, to stejné platí i pro jednotkové otáčky n_{11}. Jedná se tedy o modelový přepočet stroje o libovolné velikosti s libovolným spádem na stroj s jednotkovými parametry. Vztahy, které byly využity pro přepočet jsou:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}$$

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \tag{5.7}$$

5.3.2 Charakteristika vodního kola

Ze vztahu *(5.7)* byly dopočítány jednotkové parametry, které je dále možné vynést do grafu a znázornit tak charakteristiku vodního kola. Základní charakteristikou je charakteristika průtoková, jde o závislost průtoku na otáčkách. Protože otáčky vodního kola byly regulovány nezávisle na průtoku, je možné předpokládat, že průtok bude v závislosti na otáčkách neměnný. Pro všechny níže znázorněné grafy byla zvolena pro popis lomená čára, důvodem je zaručené protnutí měřených bodů a tím přesnější vypovídající hodnoty.

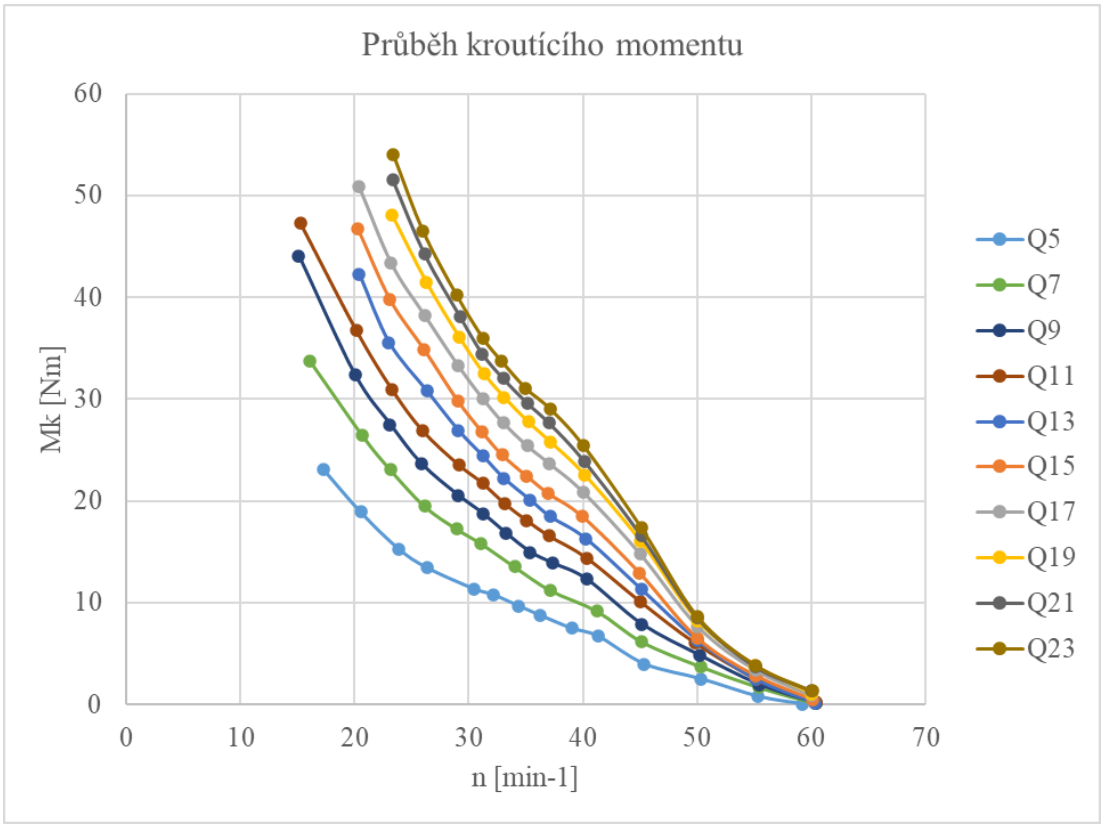


Obr. 5.8 Průtoková charakteristika

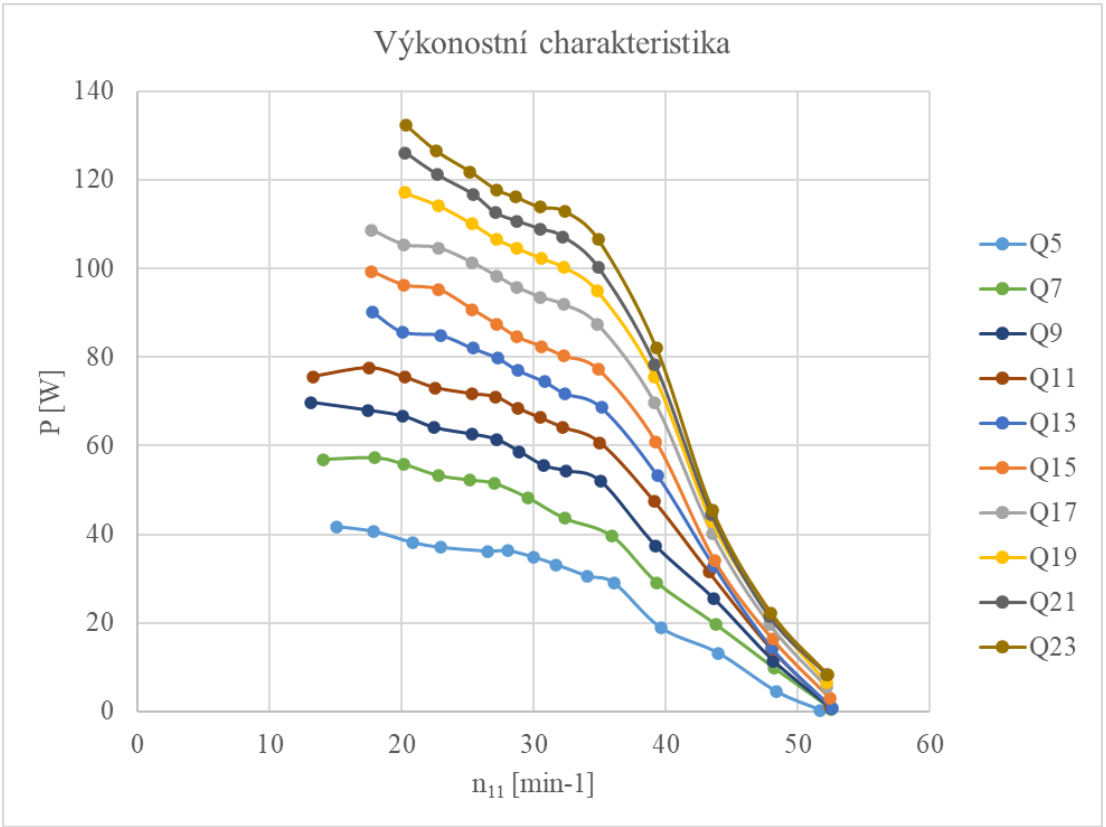
Další vypovídající charakteristikou je výkonnostní charakteristika, která je grafem závislosti výkonu P na jednotkových otáčkách n_{11}. Výkon vodního kola je funkcí kroutícího momentu M_ka otáček n, závislost by tedy měla být podobná grafu závislosti M_k na otáčkách n.

Důležitou charakteristikou stroje je také účinnostní charakteristika, aby bylo možné určit, za jakých provozních podmínek je stroj nejlepší provozovat. U vodního kola je možné tuto charakteristiku ovlivnit nastavením korečků a žlabu. V tomto případě byla však naměřena pouze jedna konfigurace, pro kterou je možné účinnostní charakteristiku vynést. Jedná se graf závislosti účinnosti η na jednotkových otáčkách n_{11}.

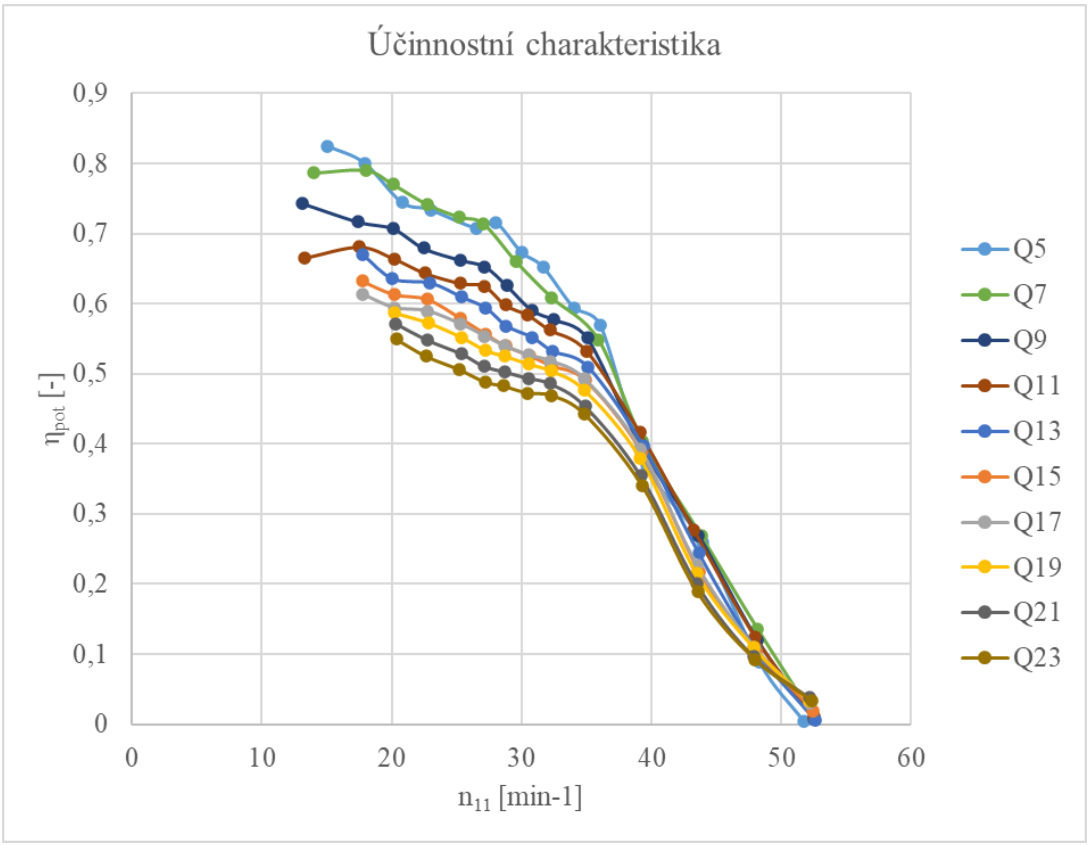
Jako poslední je znázorněna charakteristika průtoková, ve které jsou vyneseny body pro konstantní účinnost. Jedná se o takzvaný univerzální diagram, který vyznačuje oblasti, které jsou pro konkrétní konfiguraci vodního kola nejlepší v rámci účinnosti.



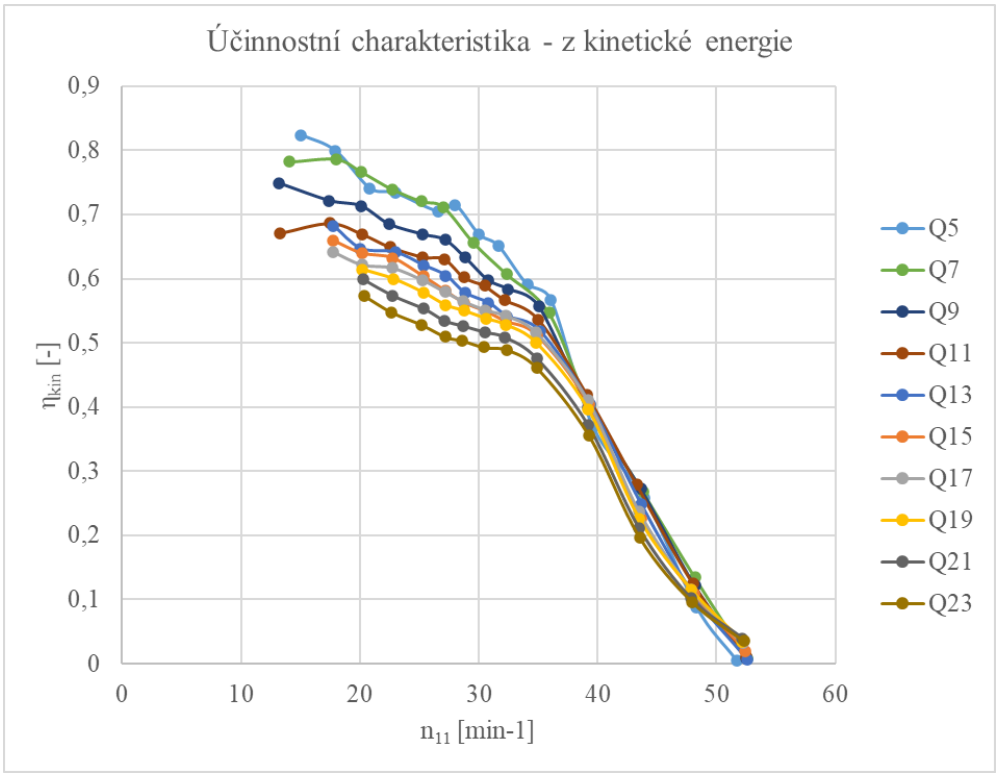
Obr. 5.9 Průběh kroutícího momentu na přímo měřených otáčkách



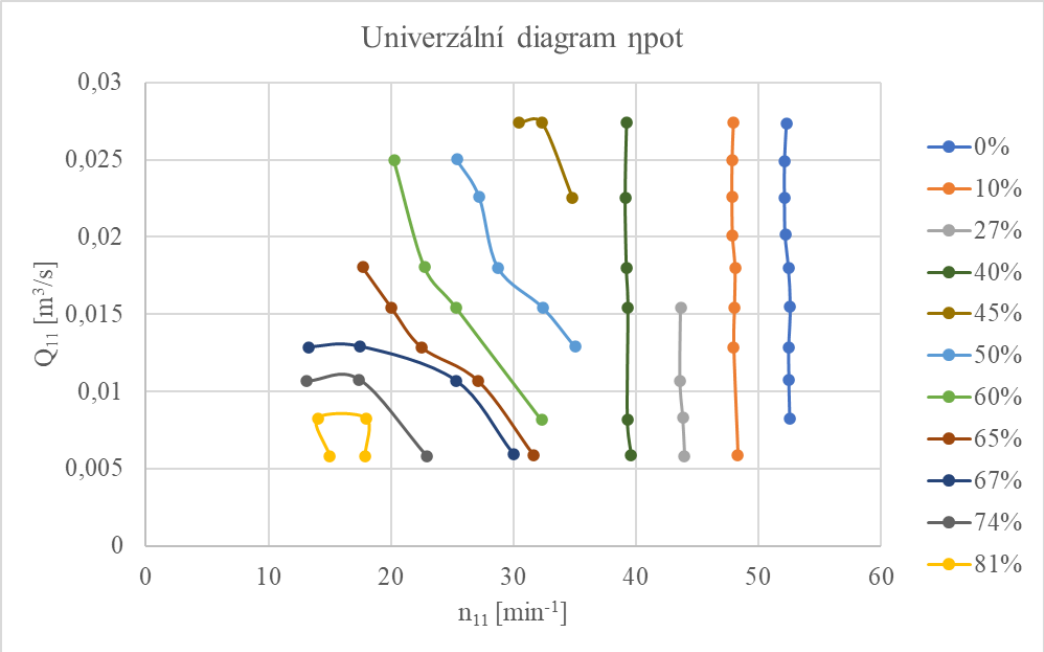
Obr. 5.10 Výkonnostní charakteristika



Obr. 5.11 Graf účinnosti vztažené k potenciální energii na jednotkových otáčkách



Obr. 5.12 Graf účinnosti vztažené ke kinetické energii vody na jednotkových otáčkách

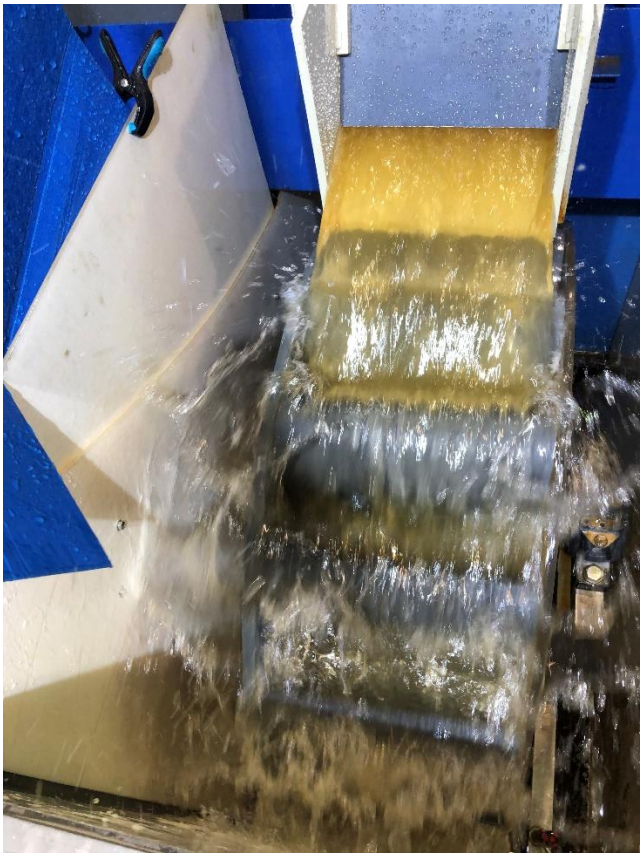


Obr. 5.13 Průtoková charakteristika s křivkami konstantní účinnosti

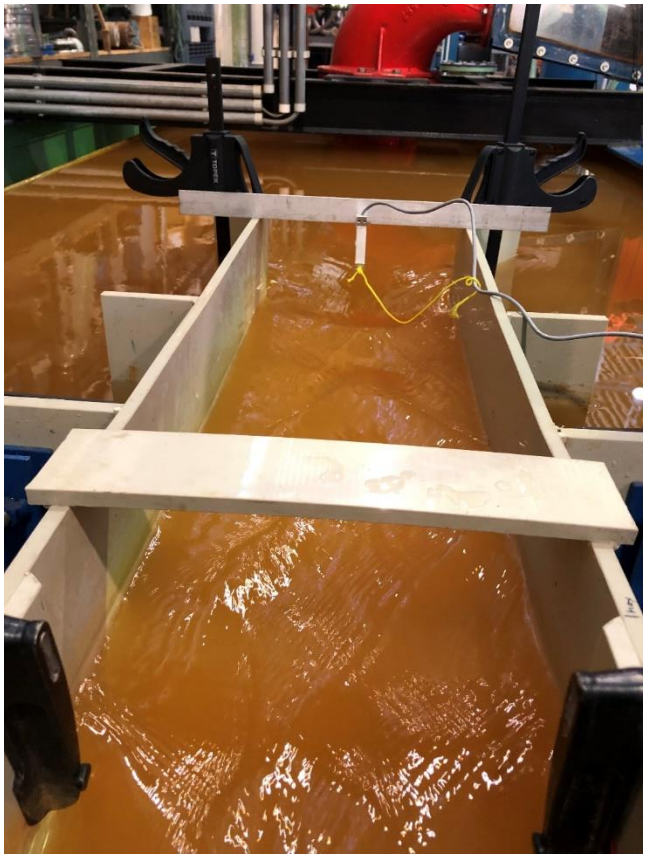
Z vynesených charakteristik je možné usuzovat, že pro měřenou konfiguraci vodního kola je dosahováno největších výkonů a účinností pro každý z průtoků u nejníže měřených otáček, konkrétně se jedná o otáčky $n_{11} = 13 - 20\ min^{-1}$. Dále je možné říci, že se zvyšujícím průtokem se zvyšuje výkon vodního kola, ale zároveň se snižuje účinnost.

Pohybuje-li se vodní kolo v nejníže měřených otáčkách je možné vizuálním projevem zaznamenat objemové ztráty vody při nátoku do korečku viz. *Obr. 3.5*, proto je zde nejvyšší účinnost přinejmenším překvapivá. Vezmeli-se v potaz optimalizovaný žlab, tak je možné předpokládat, že vlivem regulační desky je zmenšována průtočná plocha, a tím dochází k nárustu rychlosti paprsku, což má za následek vyšší míru kinetické energie paprsku. Pokud se zvyšují otáčky vodního kola, roste tím tečná rychlost korečku, která narůstá až nad rychlost paprsku vody, to může mít za následek snižující se účinnost i výkon vodního kola. Je však možné předpokládat, že při snižování otáček pod nejnižší měřené by při určité hodnotě mohlo dojít ke zlomu a volumetrické ztráty by byly natolik vysoké, že by se účinnost se snižujícími se otáčkami snižovala. Náznak, že by tento předpoklad mohl být správný, je možné vidět u charakteristika účinnosti pro $Q = 7\ l/s$ a $Q = 11\ l/s$, kde je nejvyšší účinnost zjištěna u jednotkových otáček $n_{11} = 17\ min^{-1}$, ovšem aby bylo možné tento předpoklad plně potvrdit, bylo by nutné mít k dispozici větší množství dat pro nízké otáčky.

Z účinnostní charakteristiky je taky patrné, že se zvyšujícími se průtoky klesá účinnost. To je možné vysvětlit právě volumetrickými ztrátami, kdy s větším průtokem roste množství vody, které natéká do korečku, ale s tím i roste množství volumetrických ztrát, protože je zadržen menší podíl vody, než do korečku natéká viz. *Obr. 5.14*. Se zvyšujícím se průtokem je také velmi pravděpodobné navýšení ztrát ve žlabu, zde při měření byla zaznamenána mezi průtoky $Q = 13\ l/s$ a $Q = 15\ l/s$ nutnost vysunutí regulační desky o dvojnásobně vyšší hodnotu, aby byla hladina ustálena pod přepadovou hranou, než tomu bylo potřeba u předchozích změn průtoků. U $Q = 19\ l/s$ bylo možné vizuálně zaznamenat rozvíjející se nadkritické proudění, se zvyšujícím průtokem se vizuální projev umocňoval viz. *Obr. 5.15 Foto pro* $Q = 21\ l/s$. U průtoku $Q = 23\ l/s$ již nebylo možné spustit regulační desku tak, aby nedošlo k přepadu vody přes přepadovou hranu, zde již bylo možné sledovat plně rozvinuté nadkritické proudění.

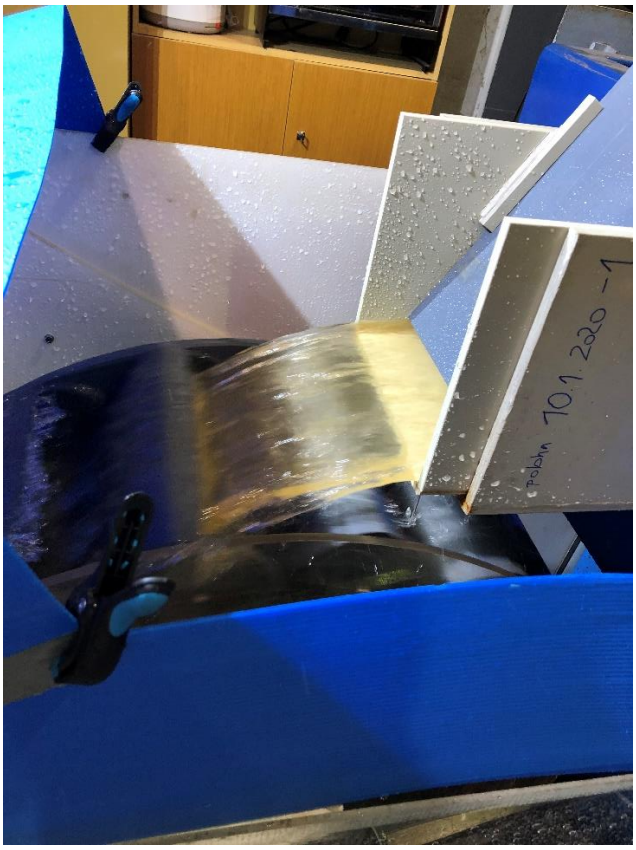


Obr. 5.14 Foto pro $Q = 19\ l/s, n = 35\ min^{-1}$



Obr. 5.15 Foto pro $Q = 21\ l/s$

V oblasti otáček okolo $n_{11} = 33\ min^{-1}$ je v účinnostní charakteristice *Obr. 5.11* patrný mírný nárust účinnosti oproti předchozí hodnotě, zde se může jednat o lokální optimum, kde jsou volumetrické ztráty nejnižší, pravdivost tohoto tvrzení doprovází vizuální vjem viz. *Obr. 5.16*, kde je možné sledovat minimální volumetrické ztráty.



Obr. 5.16 Otáčky $n_{11} = 33\ min^{-1}$ se zdánlivě minimálními volumetrickými ztrátami

Neméně důležitou charakteristikou vodního stroje je charakteristika výkonnostní. V případě záměru využití vodního stroje na výrobu elektřiny, je právě výkon klíčový parametr, od kterého se odvíjí množství vyrobené elektřiny. Na *Obr. 5.10 Výkonnostní charakteristika* je vidět, že výkon se zvyšuje se zvětšujícím se průtokem, a nejvyšší zaznamenaný výkon je pro $Q = 23\ l/s, n_{11} = 20\ min^{-1}$.

Jak účinnostní tak výkonnostní charakteristika vypovídá o tom, že kinetická energie pro nastavení žlabu $L = -120\ mm$ a nastavení korečku $\varphi = 10°$ má vyšší podíl než energie vody zadržené v korečku.

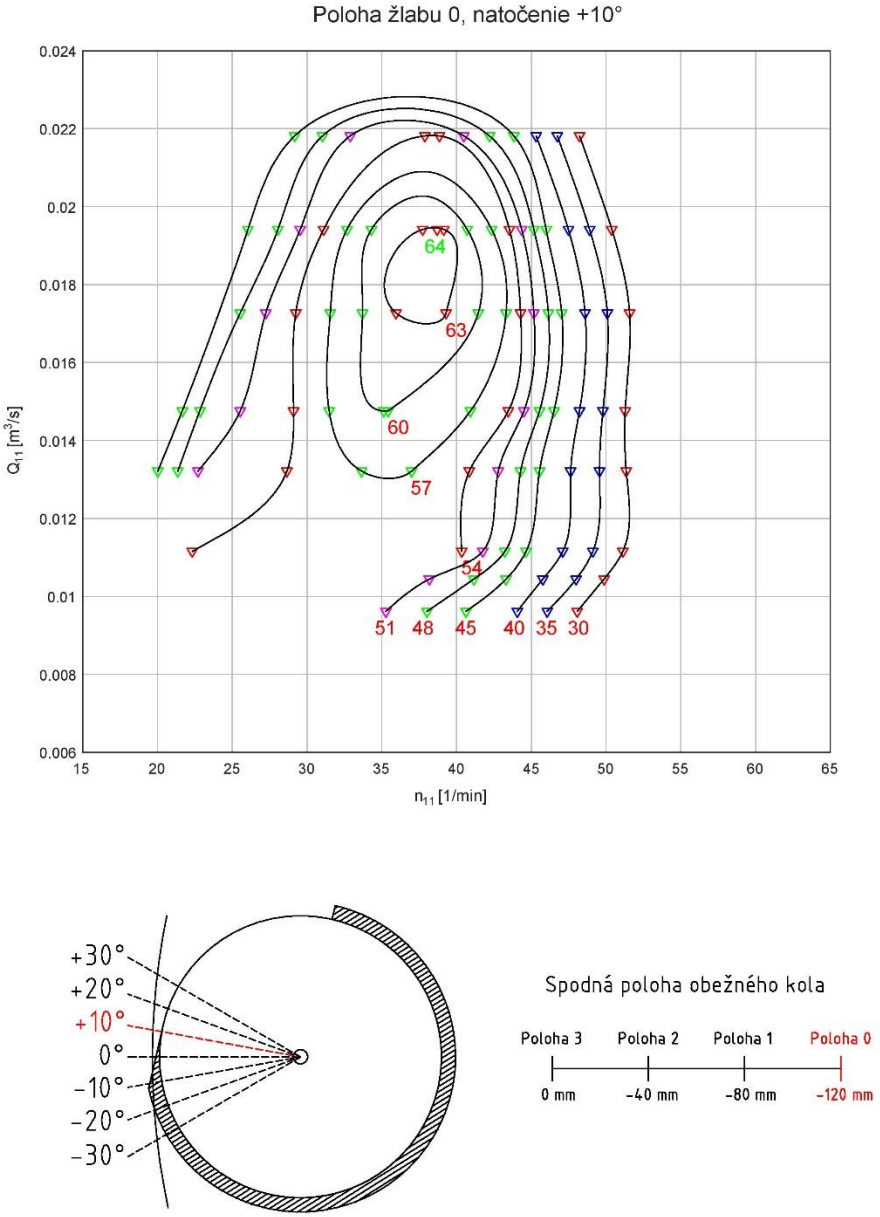
Bod	Q [l/s]	n [min^{-1}]	H [m]	OT [-]	Mk [Nm]	P_{pot} [W]	P [W]	η_{pot}	n_{11}[min^{-1}]	Q_{11}[m^3/s]
500000	4,853667	17,22929	1,230485	7,32	23,1374	50,61312	41,74559	0,824798	15,03641	0,005811
2300000	22,96018	23,39061	1,235968	-32,85994	53,9802	240,6588	132,2223	0,549418	20,36113	0,027416

Obr. 5.17 Bod nejvyšší účinnosti a bod nejvyššího výkonu pro $L = -120\ mm, \varphi = 10°$

5.4 Porovnání účinností

Během druhého a třetího měření byl naměřen dostatečný počet bodů pro vynesení charakteristiky vodního kola pro konfiguraci $L = -120\ mm$ a $\varphi = 10°$, tato konfigurace byla naměřena i před optimalizací nátokového žlabu Ing. Miroslavem Zríni, který tato měření prováděl na soustavě s dynamometrem při vypracovávání své diplomové práce. Tato data je vhodné porovnat, aby se dal alespoň částečně vyhodnotit vliv optimalizace žlabu a úpravy měřící soustavy na provoz vodního kola. Je však nutné poznamenat, že z měření pouze jedné konfigurace není možné vyvodit konečné závěry, jak byla soustava úpravami ovlivněna.

V práci Ing. Miroslava Zríni jsou účinnostní charakteristiky vyneseny pro účinnost η_{pot}, tedy účinnost vztažené k potenciální energii vody. Při porovnání dat se bude vycházet z celkové účinnosti počítané dle *(5.5)*.

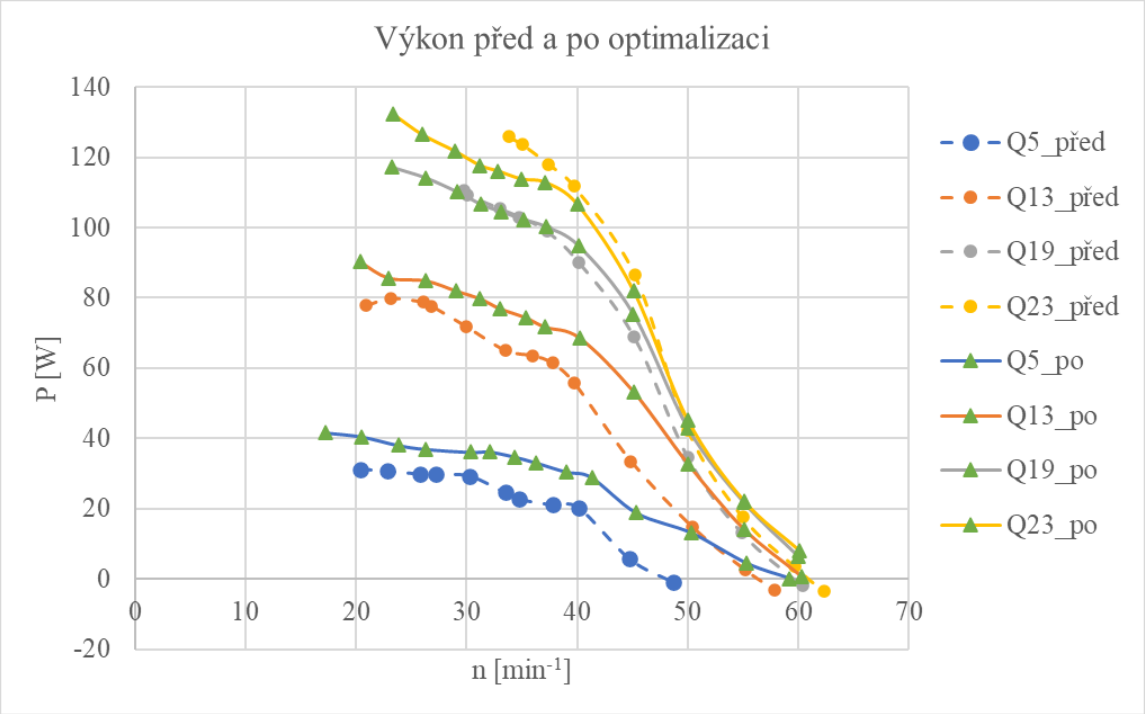


Obr. 5.18 Univerzální diagram vodního kola před úpravou žlabu [30]

Z univerzálního diagramu pro vodní kolo před úpravou žlabu a měřící soustavy je na první pohled patrné, že nebyla vůbec zaznamenána oblast globálního optima, která byla zjištěna v případě měření na nové soustavě. Zaznamenáno je pouze lokální optimum, kde pravděpodobně dochází k nejmenším volumetrickým ztrátám. Rozdíl mezi maximální účinností je zde znatelný a to ~18%, kde pro upravenou soustavu s optimalizovaným žlabem byla zjištěna účinnost ~82% v bodě nejnižšího měřeného průtoku $Q = 5\ l/s$ a jednotkových otáček $n_{11} = 15\ min^{-1}$, zatímco před optimalizací byla nejvyšší dosažená účinnost ~64% pro otáčky $n_{11} \cong 38\ min^{-1}$.

Při měření před optimalizací byl použit dynamometr, který mohl mít nepříznivý vliv na měřená data pro nízké otáčky a jak je možné vidět na *Obr. 5.18*, v místě, kde je zjištěna nejvyšší účinnost po optimalizaci, nejsou uvedena žádná data, srovnání nejvyšších účinností proto nemusí vypovídat pouze o zlepšení vlivem optimalizace, ale pravděpodobně jsou data nemalým způsobem ovlivněna i rozdílnými měřícími soustavami.

Další možné srovnání se nabízí pro výkon, protože díky použitím regulační desky nastoupala hladina na vstupu do žlabu výše a spád tak byl vyšší, než tomu bylo před úpravou žlabu. Dá se tedy odhadovat, že i celkový výkon vodního kola by měl být po optimalizaci vyšší. K dispozici pro dopočet výkonu před optimalizací jsou pouze data pro konfiguraci žlabu $L = -80\ mm$ a natočení korečku $\varphi = 0°$, proto je potřeba brát srovnání na *Obr. 5.19* pouze jako orientační.



Obr. 5.19 Srovnání průběhu výkonu před a po optimalizaci

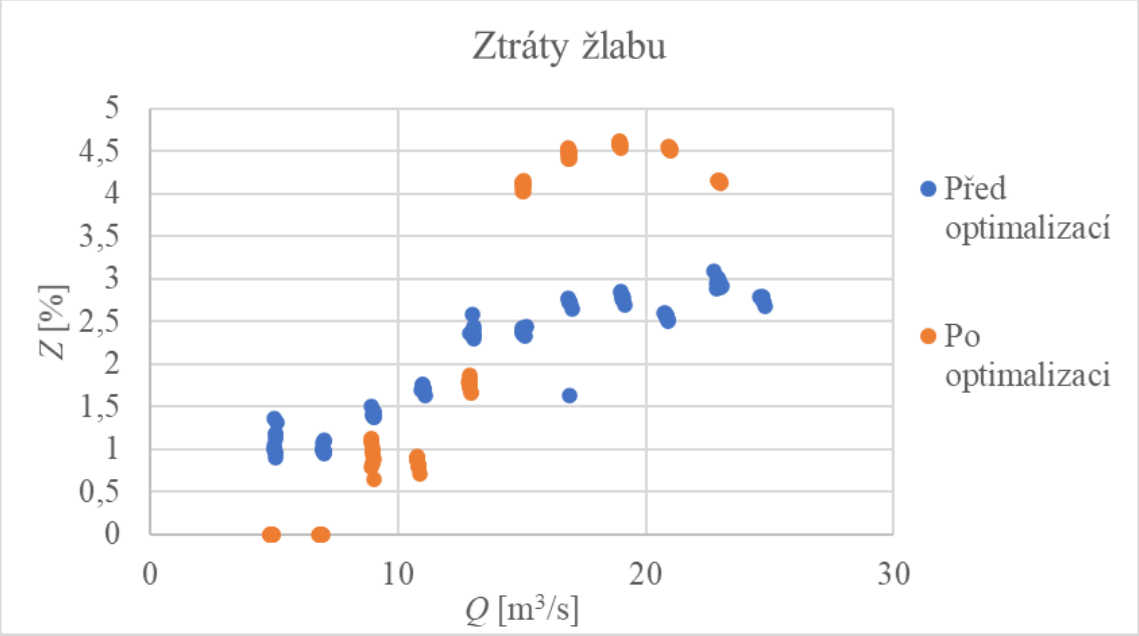
I když se jedná pouze o orientační srovnání, je možné říci, že pro nižší průtoky jsou výkony znatelně vyšší v případě $Q = 5\ l/s$, je rozdíl mezi nejvyššími výkony ~24%. Se zvyšujícím se průtokem rozdíl klesá, to je pravděpodobně způsobeno především menším rozdílem výšky hladiny na vtoku do žlabu, a tím nižším rozdílem mezi potenciální energií před a po optimalizaci pro daný průtok. Na *Obr. 5.19* si je také možné všimnout že data měřená na soustavě s dynamometrem jsou limitována, a to právě v místech nejvyšších výkonů.

V neposlední řadě, jelikož se jednalo právě o optimalizaci žlabu, by bylo vhodné zaměřit se na ztráty ve žlabu. Jak je již výše zmíněno v teoretickém výkonu počítaném z kinetické energie P_t, by ztráty žlabu měli být zahrnuty. Za tohoto předpokladu je možné uvést, že vztahem mezi P_t a celkovým teoretickým výkonem P_{pot} je možné dopočítat ztráty žlabu.

$$Z = (1 - \frac{P_t}{P_{pot}}) * 100 \qquad (5.8)$$

Kde Z [%] jsou ztráty ve žlabu. Díky regulační desce, je možné určit průtočnou plochu s dostatečnou přesností, proto je možné předpokládat, že i vypočítaná rychlost a z toho teoretický výkon P_t je dostatečně přesný na to, aby bylo možné Z [%] prezentovat jako ztráty žlabu.

Při výpočtu ztrát ve žlabu před optimalizací je to však s průtočnou plochou o něco komplikovanější. Na *Obr. 3.4* je možné vidět, že zde hladina na konci žlabu není rovnoměrná, a proto je její výšku velmi komplikované měřit. Pro data, ze kterých byla ztráta žlabu před optimalizací počítána, byla výška měřena za pomoci dvou šroubů umístěných nad koncem žlabu. Toto měření není velmi přesné a je možné jej použít spíše pro orientační určení ztrát ve žlabu, a tak je potřeba nahlížet i na ztráty, které byly na základě tohoto měření určeny.



Obr. 5.20 Porovnání ztrát ve žlabu

Jak už napovídala předchozí data, tak zlepšení je zde především pro malé průtoky, kde byla u průtoků $Q = 5\ l/s$ a $Q = 7\ l/s$ zaznamenána téměř nulová ztráta. Mezi průtoky $Q = 13\ l/s$ a $Q = 15\ l/s$ je zaznamenán velký skok ve ztrátách pro upravený žlab, už při měření byl u přechodu mezi těmito průtoky zjištěn na předchozí průtoky nezvykle velký skok v nastavení výšky regulační desky tak, aby voda v nádrži nepřepadala přes přepadovou hranu. Průtok $Q = 13\ l/s$ je tedy pravděpodobně hranice, po kterou má regulační deska výraznější pozitivní dopad na ztráty ve žlabu. Klesající ztráty od průtoku $Q = 21\ l/s$ pro hodnoty po optimalizaci můžou být způsobeny nepřesným měřením výšky hladiny, kde již i přes použití regulační desky docházelo k nadkritickému proudění a rozložení hladiny bylo nerovnoměrné.

Nárůst ztrát nad ztráty před optimalizací může mít za vinu nepřesnost měření výšky hladiny za pomoci šroubů, a z toho nepřesně určená průtočná plocha, respektive střední rychlost. Dalším možným vysvětlením tohoto jevu může být negativní dopad regulační desky u vyšších průtoků, jelikož je možné u vyšších průtoků sledovat rozvíjející se nadkritické proudění i přes použití regulační desky. Zasahující regulační deska do paprsku vody může způsobovat přídavné ztráty.

5.5 Nejistota měření

Každé měření ovlivňují nepřesnosti, které jsou ovlivněny přesností, se kterou jsou schopny měřit měřící zařízení a také nepřesné hodnoty konstant, které jsou používány při zpracování výsledků. Další vliv může mít idealizace problému, kdy nejsme schopni určit všechny možné vlivy ovlivňující měřené parametry. Nejistota měření nám definuje rozptyl, v jakém se výsledky s určitou pravděpodobností pohybují.

Obecně je možné definovat nejistotu typu A a nejistotu typu B. Nejistota typu A je definována statistickým zpracováním dat z opakovaného měření ve stejných podmínkách, jelikož není dostatečné množství dat pro vyhodnocení nejistoty typu A, tak ji v tomto případě není možné urči. [31]

Nejistota typu B je založena na jiných datech než statistických, určuje se z dat známých, jako jsou například odchylky měřících přístrojů. Tyto data jsou pro měření vodního kola k dispozici, proto je možné určit nejistotu typu B. Celková nejistota se následně počítá ze vztahu *(5.9)*, kde v tomto případě bude figurovat pouze nejistota typu B. [31]

$$u_c = \sqrt{u_A^2 + u_B^2} \tag{5.9}$$

5.5.1 Nejistota typu B

Pro určení nejistoty typu B je nejdříve potřeba vytipovat zdroje nejistoty. V tomto případě se jedná o známe nepřesnosti měřících zařízení. Jelikož je účinnost kola hlavním parametrem počítaným z měřených hodnot, celkový rozptyl bude vhodné vztáhnout právě k účinnosti vodního kola η_{pot}. Obecně se nejistota stanoví ze vztahu [31]:

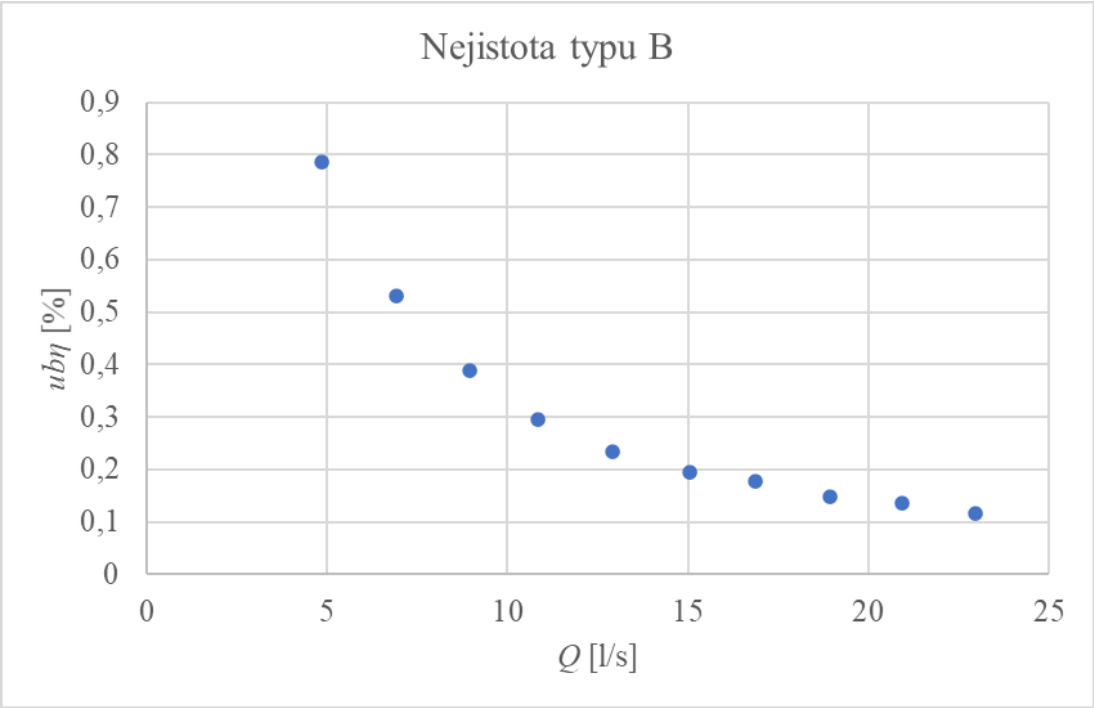
$$u_{By} = \sqrt{\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot u_{Bxi}\right)^2} \cdot 100, \tag{5.10}$$

kde u_{Bxi} je nejistota snímače, ta je zjištěna vztahem *(5.11)*:

$$u_{Bxi} = \textit{třída přesnosti} \cdot \textit{maximální rozsah} \tag{5.12}$$

Třídu přesnosti je možné zjistit z příručky ke konkrétnímu snímači. Známé třídy nepřesností jsou pro měření průtoku a měření výšky, na základě toho stanovíme nejistotu měření následovně:

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{pot}}{\partial x_i} \cdot u_{BxQ}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_{pot}}{\partial x_i} \cdot u_{BxH}\right)^2} \cdot 100 \tag{5.13}$$



Obr. 5.21 Nejistota typu B

6 Návrh na optimalizaci a další měření

V průběhu měření byly zaznamenány určité prvky, na které by se bylo možné v rámci zlepšení zaměřit, ty jsou v krátkosti popsány níže. Jedná se pouze o návrhy, které by teoreticky měly mít pozitivní dopad na fungovaní celé soustavy, zda tomu tak opravdu bude, bude nutné nejprve ověřit. Dále bylo navrženo další měření, které je nutné pro určení úplného dopadu optimalizace žlabu na vodní kolo.

6.1 Optimalizace žlabu

Negativní dopad na účinnost žlabu může mít především u vyšších průtoku posuvná část žlabu, která je vložena do žlabu pevného. Dochází zde k náhlému zúžení průtočné plochy, a i přes zkosené hrany posuvného žlabu si je možné všimnout na *Obr. 3.4*, že po vstupu proudu vody do posuvné části žlabu je nerovnoměrné rozložení hladiny větší než před vstupem do posuvné části. Tyto ztráty byly částečně eliminovány použitím regulační desky, která přispěla ke snížení rychlosti přes přechod ve žlabu. Pro vyšší průtoky však může posuvný žlab vložený do pevného žlabu způsobovat ztráty.

Změna délky žlabu je důležitý prvek, kterým lze ovlivnit charakteristiku vodního stroje a není možné posuvnou část žlabu eliminovat. Nejideálnějším řešením by byl posuvný žlab umístěný zevně žlabu pevného, do kterého by byly vložena vložka o stejné průtočné ploše, jako je průtočná plocha žlabu pevného. Bylo by však nutné mít větší množství těchto vložek pro různé délky žlabu a v místě dolehnutí vložky ke žlabu pevnému by při nedokonalém dolehnutí mohlo docházet k objemovým ztrátám.

Pozitivní vliv na účinnost by mohla mít pouze záměna žlabu vloženého do pevné části za posuvný žlab vnější. Obecně lze říci, že se zvyšující se rychlostí proudu v korytě se navyšují ztráty a se zmenšující průtočnou plochou roste rychlost. Na základě tohoto předpokladu by ve vnějším žlabu, který by měl větší průtočnou plochu mělo docházet k menším ztrátám.

6.2 Optimalizace vodního kola

Při průtoku nad $Q = 19\ l/s$ byly zaznamenány volumetrické ztráty, které by bylo možné snížit rozšířením žlabu, respektive celého vodního kola. Díky této optimalizaci by bylo možné dosáhnout vyšších účinností pro průtoky nad $Q = 19\ l/s$. Jedná se o relativně velký zásah do konstrukce vodního kola, který by byl časově náročný, a také by bylo nutné vynaložit jistých nákladů. Před optimalizací bude tedy nutné zvážit, zda je optimalizace proveditelná a přinese dostatečné zlepšení.

6.3 Optimalizace měřící soustavy

Zapůjčený asynchronní motor ATAS T33VT512 o jmenovitém výkonu $P = 0{,}6\ kW$, dosahoval při měření v oblasti nejnižších otáček limitu jmenovitého proud $I = 1{,}6\ A$. Aby byla minimalizována pravděpodobnost výpadku motoru při měření, bylo nutné při průtocích vyšších než $Q = 13\ l/s$ vypustit měření bodů pro nejnižší otáčky. Bylo by tedy vhodné zvážit pro dlouhodobé používání elektromotor o vyšším výkonu. Při hledání vhodné náhrady dynamometru bylo také zjištěno, že asynchronní elektromotor o jmenovitém výkonu $P = 1{,}5\ kW$ není vhodný pro příliš velký výkon, kde docházelo k velkým nepřesnostem při měření simulovaného vodního kola.

6.4 Navrhovaná další měření

Komplikace spojené s odstavením dynamometru měly za následek, že byla naměřena pouze jedna konfigurace vodního kola. Aby bylo možné určit úplný dopad optimalizace žlabu na výkon a účinnost vodního kola, bylo by vhodné doměřit i konfigurace zbývající.

Pokud by došlo k výměně asynchronního motoru, bude nutné provést znovu i konfiguraci, ke které je možné využití zpracovaného skriptu v programu Matlab.

ZÁVĚR

Cílem práce bylo zjistit jaký vliv na účinnost a charakteristiku prototypu vodního kola má provedená optimalizace nátokového žlabu umístěním regulační desky na jeho konci. Účelem regulační desky je snížit rychlost po co nejdelším úseku žlabu tak, aby nedocházelo k nadkritickému proudění, čímž by mělo být dosaženo nižších ztrát ve žlabu a s současně vyšší účinnosti. Toto mělo být ověřeno změřením stejných konfigurací se stejným rozsahem otáček a průtoků jako tomu bylo u měření před optimalizací. Předešlé měření bylo provedeno Ing. Miroslavem Zríni při vypracování jeho diplomové práce. Pro toto měření byla použita měřící soustava, kde regulaci otáček vodního kola zajišťoval dynamometr dostupný v laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana.

Na totožné měřící soustavě bylo započato první měření pro výchozí konfiguraci vodního kola $L = -120\,mm$ a $\varphi = 10°$, kde L je poloha žlabu a φ je natočení korečku. Při prvním měření bylo možné zaznamenat, že provoz vodního kola v nejnižších měřených otáčkách nebyl plynulý. Krouticí moment dosahoval nadlimitních hodnot dynamomentru, kde mezní hodnotou byl moment $Mk = 35\,Nm$. Projevem byl pulzující nerovnoměrný chod vodního kola. Při překročení mezní hodnoty kroutícího momentu docházelo k samovolnému navyšování otáček, to bylo způsobeno vlivem ochrany dynamometru, která uvolňovala zátěž tak, aby nedošlo k jeho poškození. Důvodem těchto negativních projevů může být fakt, že otáčky vodního kola, které se pohybují mezi $n = 15 - 60\,min^{-1}$, jsou mnohem nižší než jmenovité otáčky dynamometru $n_j = 3320\,min^{-1}$. Při měření průtoku $Q = 11\,l/s$ u otáček $n = 26\,min^{-1}$ došlo k výpadku dynamometru, to bylo zjevným impulzem pro pozastavení měření na dynamometru a nalezení jiné alternativy.

Jako vhodná náhrada dynamometru byla vybrána soustava asynchronního motoru s čelní převodovkou. Výhodou této záměny je větší přiblížení se reálnému provozu výroby elektrické energie, kde pro pomaloběžné vodní kolo lze předpokládat nutnost použití převodovky. Pro novou měřící soustavu byla provedena kalibrace tak, aby na základě veličin měřených na výstupu asynchronního motoru bylo možné zjistit kroutící moment na hřídeli vodního kola. Kalibrace byla prováděna na soustavě s dynamometrem, který zde simuloval vodní kolo. Kroutící moment byl měřen tenzometrickou přírubou.

Pro vyhodnocení vlivu záměny byla na nové soustavě naměřena data pro stejné parametry, pro které bylo provedeno první měření. Už při prvních měřeních na nové měřící soustavě s asynchronním motorem a převodovkou bylo zřejmé, že provoz v nízkých otáčkách je mnohem plynulejší. Při porovnání dat mezi měřícími soustavami bylo zjištěno, že kroutící moment měřený na dynamometru nebyl limitován pouze hodnotou $Mk = 35\,Nm$, jak se původně předpokládalo. Pro kroutící momenty měřené pod otáčkami $n \cong 25\,min^{-1}$ byla zaznamenána značná odchylka i u momentů nižších, než byla předpokládaná mezní hodnota. Odchylka měla podobný trend pro všechny měřené průtoky, kdy byl vždy moment pro nejnižší měřené otáčky na nové soustavě vyšší, a od otáček $n \cong 25\,min^{-1}$ se zjištěné kroutící momenty téměř shodují. Z toho plyne, že záměna motoru s provedenou kalibrací byla úspěšná a také, že je možné očekávat pozitivní dopad na výslednou charakteristiku vodního kola, která by tímto měla být přesnější pro oblast nízkých otáček.

Z důvodu komplikací a nutnou náhradou dynamometru již nebylo z časových důvodů možné provést kompletní měření. Z měření k porovnání soustav byla k dispozici data pro konfiguraci vodního kola $L = -120\,mm$, $\varphi = 10°$ do průtoku $Q = 11\,l/s$, proto byla tato konfigurace ve třetím měření doměřena až do maximálního možného průtoku, při kterém je možné spustit regulační desku tak, aby nedošlo k přepadu vody přes přepadovou hranu nádrže. Ukázalo se, že tento maximální průtok je $Q = 23\,l/s$, kdy už regulační desku nebylo možné spustit.

Z naměřených dat bylo možné určit charakteristiku vodního kola pro dané nastavení. Určením charakteristiky se ukázalo, že nejvyšší účinnosti ~82% bylo dosaženo pro nejnižší jmenovité otáčky $n_{11} = 15\ min^{-1}$ a nejmenší průtok $Q = 5\ l/s$. Největší zaznamenaný výkon $P = 132\ [W]$ byl zjištěn u největšího měřeného průtoku $Q = 23\ l/s$ a nejnižších měřených otáček pro tento průtok $n_{11} = 20\ min^{-1}$. Bod s nejvyšší účinností i bod s největším výkonem je znázorněn na *Obr. 5.17*.

V poslední fázi bylo porovnáno vodní kolo po optimalizaci s naměřenými daty před optimalizací, zde je nutné poznamenat, že vzhledem k naměření pouze jedné konfigurace, není možné určit úplný dopad optimalizace na vodní kolo. Z dostupných dat je zřejmé, že v oblasti nejvyšší účinnosti zjištěné na nové soustavě, nebyla zaznamenána v případě měření Ing. Miroslava Zríní žádná data, to mohlo být způsobeno právě limitací dynamometrem. Porovnání nejvyšších účinností je zde tedy zavádějící, jelikož rozdíl ~18% mezi nevyššími zjištěnými účinnostmi může být z velké části ovlivněn právě rozdílnou měřící soustavou. Pro určení, zda byly ztráty ve žlabu sníženy byla dopočítána ztráta ve žlabu Z [%]. Při porovnání dat *Obr. 5.20* před a po optimalizaci bylo zjištěno, že do průtoku $Q = 13\ l/s$ má regulační deska pozitivní dopad na ztráty ve žlabu, kde u průtoků $Q = 5\ l/s$ a $Q = 7\ l/s$ byly ztráty po optimalizaci téměř nulové. Nad průtokem $Q = 13\ l/s$ došlo ke skokovému navýšení ztrát ve žlabu, kde pravděpodobně regulační deska začíná pozbývat svému účelu a dochází zde k rozvoji nadkritického proudění. Je zde také možné, že regulační deska nad průtokem $Q = 13\ l/s$ má negativní vliv na ztráty ve žlabu. Toto tvrzení je však možné potvrdit nebo vyvrátit pouze sérií většího počtu měření, které nejsou pro toto vyhodnocení k dispozici.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] ŠTÍPSKÝ, Pavel. *Malé vodní elektrárny (MVE) v ČR: Reálně využitelný potenciál rozvoje MVE pro období 2020 – 2030*. 2018. Svaz podnikatelů pro využití energetických zdrojů, z. s., 2018.

[2] Malá vodní elektrárna. In: *Encyklopedie Brna* [online]. 2017 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://encyklopedie.brna.cz/home-mmb/?acc=profil_domu&load=1001

[3] MOTLÍK, Jan, Libor ŠAMÁNEK, Josef ŠTEKL et al. *Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich uplatnění v ČR*. ČEZ, a. s. Duhová 2/1444, Praha: CRUX, s. r. o., 2007.

[4] MALÁ VODNÍ ELEKTRÁRNA HNĚVKOVICE. *ČEZ* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/obnovitelne-zdroje/voda/vodni-elektrarny/ceska-republika/hnevkovice-58154

[5] MELECHOVSKÝ. Náhon Čeňkovy pily. In: *Wikimedia commons* [online]. 2008 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://web.archive.org/web/20161012112153/http://www.panoramio.com/photo/19818599

[6] Turbiny. *O energetice* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/domains/oenergetice.cz/wp-content/uploads/2015/06/turbiny.jpg

[7] *Abeceda malých vodních pohonů* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: http://mve.energetika.cz/

[8] MAJLING, Eduard. Archimédův šroub – od čerpadla k turbíně. *O energetice* [online]. 2015 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://oenergetice.cz/rychle-zpravy/archimeduv-sroub-od-cerpadla-k-turbine

[9] *Princip šnekové turbíny* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: http://www.gess.cz/products/snekove-turbiny

[10] MUŽÍK, Ing. Václav. Malá vodní elektrárna Kačerov. *Topenářství instalace*. 2018, **2018**(12018).

[11] HYNKOVÁ, Veronika. Malá vodní elektrárna. In: *Trh nápadů* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.trhnapadu.cz/projekt/mala-vodni-elektrarna/1367/?c=1&locale=cs

[12] KAPLAN, Aleš. Vírová turbína. *Třípól: časopis pro studenty* [online]. **2012** [cit. 2021-05-16]. ISSN 2464-7888. Dostupné z: https://www.3pol.cz/cz/rubriky/obnovitelne-zdroje/986-virova-turbina

[13] VOSÁHLO, Ing. David. *Návrh vírových turbin pro MVE Vrchlabí*. Brno, 2013. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

[14] MALÁ VODNÍ ELEKTRÁRNA ŽELINA. In: *ČEZ* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/obnovitelne-zdroje/voda/vodni-elektrarny/ceska-republika/zelina-58138

[15] BELLIS, Mary. *The History of the Water Wheel* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.thoughtco.com/history-of-waterwheel-4077881

[16] The Physics of a Water Wheel. *The Physics of a Water Wheel* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: http://ffden-2.phys.uaf.edu/211_fall2010.web.dir/Brooks/index.html

[17] Horizontal Wheels. *Tide Mill Institute: Promoting Appreciation of Tide Mill History and Technology* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.tidemillinstitute.org/horizontal-wheels/

[18] CEY, Edwin, Jordan HANANIA, Kailyn STENHOUSE a Jason DONEV. Waterwheel. *Energy education* [online]. 2018 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://energyeducation.ca/encyclopedia/Waterwheel

[19] NUERNBERGK, D. M. *Wasserräder mit Kropfgerinne: Berechnungsgrundlagen und neue Erkenntnisse (1st ed.)*. 1st. Detmold, Německo, 2006. ISBN 9783876961446.

[20] *Water wheel factory* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: http://www.waterwheelfactory.com/poncelet.htm

[21] BRITANNICA, T. Waterwheel. *Encyclopedia Britannica* [online]. 2012 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.britannica.com/technology/waterwheel-engineering

[22] BRITANNICA. Noria. *Encyclopedia Britannica* [online]. 2016 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://www.britannica.com/technology/noria

[23] PAUDEL, Shakun, Martin WEBER, Dirk GEYER a Nicole SAENGER. Zuppinger Water Wheel for Very Low-Head Hydropower Application. *Marine and Hydro Power* [online]. University of Maribor Press, 2017, , 25-34 [cit. 2021-05-16]. ISBN 9789612860554. Dostupné z: doi:10.18690/978-961-286-055-4.3

[24] MEGHAN. GILBERT STUART MUSEUM, RHODE ISLAND. In: *Another walk in the park* [online]. 2014 [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://anotherwalkinthepark.com/2014/09/08/gilbert-stuart-museum-rhode-island/

[25] BOURA, Malcolm. Waterwheel simple. In: *Wikimedia commons* [online]. [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Water_wheel

[26] GREENE, Kevin. Technological innovation and economic progress in the ancient world: M. I. Finley re-considered. *Economic History Review* [online]. Oxford, UK and Boston, USA: Blackwell Publishers Ltd, 2000, **53**(1), 29-59 [cit. 2021-05-16]. ISSN 0013-0117. Dostupné z: doi:10.1111/1468-0289.00151

[27] [online]. In: . [cit. 2021-05-16]. Dostupné z: https://jeanclaudegolvin.com/de/project/gallien/gaule-moulins-barbegal-jc-golvin/

[28] MACEK, Libor. *Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.

[29] VOLF, Jaromír a Josef JENČÍK. *Technická měření*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-010-2138-6.

[30] ZRÍNI, Miroslav. *Experimentální ověření parametrů vodní mikroturbíny*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2018.

[31] BOHÁČEK, Jaroslav. *Metrologie*. 2. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2017. ISBN 978-80-01-06169-5.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
P	Výkon vodního kola	W
P_{pot}	Celkový teoretický výkon	W
P_t	Teoretický výkon z kinetické energie	W
P_j	Jmenovitý výkon	W
Q	Průtok	$l \cdot s^{-1}$
Q_{11}	Jednotkový průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
U	Napětí	V
t	Čas	s
I	Proud	A
n	Otáčky vodního kola	min^{-1}
n_{11}	Jednotkové otáčky	min^{-1}
n_j	Jmenovité otáčky	min^{-1}
Mk	Kroutící moment	Nm
i	Převodový poměr	$-$
OT	Výstupní bezrozměrný moment	$-$
f	Frekvence	Hz
s	Směrodatná odchylka	$-$
L	Poloha žlabu	m
φ	Natočení korečku	°
H	Spád	m
H_m	Měřená výška hladiny	m
H_r	Vzdálenost mezi dnem žlabu a spodní hranou kola	m
H_s	Výška od spodní hrany kola po střed paprsku vody	m
ρ	Hustota	$kg \cdot m^{-3}$
b_z	Vzdálenost mezi spodní hranou regulační desky a dnem žlabu	m
b_s	Šířka výsuvného žlabu	m
D	Průměr	m
η_{pot}	Celková účinnost	$-$
η_{kin}	Účinnost vztažena ke kinetické energii	$-$
v_s	Střední rychlost	$m \cdot s^{-1}$
Z	Ztráty ve žlabu	%
u_c	Celková nejistota měření	$-$
u_A	Nejistota měření typu A	$-$
u_B	Nejistota měření typu B	$-$
u_{BQ}	Nejistota snímače průtoku	$-$
u_{BH}	Nejistota snímače výška hladiny	$-$
$u_{B\eta}$	Nejistota stanovení účinnosti	$-$

MVE	Malá vodní elektrárna

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Svratecká, Malá vodní [2]
Obr. 1.2 MVE Hněvkovice o výkonu 9,6MW [4]
Obr. 1.3 MVE Čeňkova pila o výkonu 96kW [5]
Obr. 2.1 Charakteristika běžně využívaných typů turbín [6]
Obr. 2.2 Schéma Archimedovy turbíny [7]
Obr. 2.3 MVE Kaceřov 214,4kW [11]
Obr. 2.4 Násosková varianta VT [13]
Obr. 2.5 Přímoproudá varianta VT [13]
Obr. 2.6 MVE Želina 29kW [14]
Obr. 2.7 Bezlopatková turbína Setur pro větší spády [7]
Obr. 2.8 Graf vhodnosti jednotlivých typů vodních kol [7]
Obr. 2.9 Mlýn s horizontálním vodním kolem [17]
Obr. 2.10 A) Vodní kolo se spodní nátokem, B) Ponceletovo vodní kolo [19]
Obr. 2.11 C) Zuppinger-Wasserrad, D) Sagebien-Wasserrad, E) Wasserrad-Kulisseneinlauf-Bach [19]
Obr. 2.12 Nátok na historické vodní kolo se středním nátokem [24]
Obr. 2.13 Schéma dvou způsobů uspořádání [25]
Obr. 2.14 Vodní dílo Barbegal [27]
Obr. 3.1 Soustava oběžné kolo se žlabem
Obr. 3.2 Detail korečku
Obr. 3.3 Oběžné kolo
Obr. 3.4 Proudění žlabem před optimalizací
Obr. 3.5 Proudění žlabem po přidání regulační desky
Obr. 4.1 Schéma tratě
Obr. 4.2 Kalibrační soustava
Obr. 4.3 Výřez tabulky setříděných naměřených dat
Obr. 4.4 Znázornění závislosti Mk a OT
Obr. 4.5 Závislost směrnice na otáčkách
Obr. 4.6 Závislost konstanty na otáčkách
Obr. 4.7 Velikost chyby v závislosti na otáčkách
Obr. 5.1 Nastavení korečku a žlabu
Obr. 5.2 Naměřená data prvního měření
Obr. 5.3 Porovnání průběhu krouticího momentu mezi měřícími soustavami
Obr. 5.4 Porovnání průběhu výkonu mezi soustavami
Obr. 5.5 Porovnání účinnosti mezi soustavami
Obr. 5.6 Náhled tabulky středních hodnot naměřených dat
Obr. 5.7 Schéma měřící tratě s vyznačením výšky spádu
Obr. 5.8 Průtoková charakteristika
Obr. 5.9 Průběh kroutícího momentu na přímo měřených otáčkách
Obr. 5.10 Výkonnostní charakteristika
Obr. 5.11 Graf účinnosti vztažené k potenciální energii na jednotkových otáčkách
Obr. 5.12 Graf účinnosti vztažené ke kinetické energii vody na jednotkových otáčkách
Obr. 5.13 Průtoková charakteristika s křivkami konstantní účinnosti
Obr. 5.14 Foto pro $Q = 19\ l/s, n = 35\ min-1$
Obr. 5.15 Foto pro $Q = 21\ l/s$
Obr. 5.16 Otáčky $n11 = 33\ min-1$ se zdánlivě minimálními volumetrickými ztrátami
Obr. 5.17 Bod nejvyšší účinnosti a bod nejvyššího výkonu pro $L = -120\ mm, \varphi = 10°$
Obr. 5.18 Univerzální diagram vodního kola před úpravou žlabu [30]

Obr. 5.19 Srovnání průběhu výkonu před a po optimalizaci
Obr. 5.20 Porovnání ztrát ve žlabu
Obr. 5.21 Nejistota typu B

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Počty MVE dle výkonových kategorií [1]
Tab. 1.2 Celkový instalovaný výkon MVE dle výkonových kategorií [1]
Tab. 1.3 Reálné možnosti rozvoje MVE na období 2020 – 2030 [1]
Tab. 2.1 Porovnání účinnosti jednotlivých typů vodních strojů [%] [10]

SEZNAM PŘÍLOH

1 Surová dat středních naměřených hodnot po optimalizaci
2 Skript v programu Matlab pro vytvoření dat potřebných ke kalibraci