



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

**HYDRAULICKÉ VLASTNOSTI  
NÁSOSKOVÉ A PŘÍMOPROUDÉ VÍROVÉ  
TURBÍNY**

**ZKRÁCENÁ VERZE DISERTAČNÍ PRÁCE**

**AUTOR PRÁCE:            Ing. Martin Hudec**

**ŠKOLITEL:                doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**

**Brno, 2021**



## **ABSTRAKT**

Nestacionární pochody spojené s provozem vodních strojů jsou úzce navázány na jejich spolehlivý a bezpečný provoz. Možnost predikce a modelování takových stavů prostřednictvím 1D matematického modelu s podporou fyzikálního modelu v laboratoři je ve většině případů jednodušší cesta než následné hledání možných příčin a řešení následků na díle samotném. Práce je zaměřena na popis dvojice přechodových stavů, které úzce souvisí s násoskovými turbínami a jejich provozem. Jedná se o počáteční zavodnění a odstavení násoskových turbín z provozu. Stanovení kritických hodnot průtoku pro vyvolání násoskového efektu a naopak výpočet minimální velikosti průtokového součinitele pro bezpečné zastavení. Experimenty byly provedeny na laboratorním modelu a srovnány s provozními daty z malé vodní elektrárny Želina.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Vírová turbína, přechodové stavy, násoska, zavzdušnit, zavodnit

## **ABSTRACT**

Non-stationary processes are associated with the operation of water machines. They are important for their reliable and safe operation. Prediction and modeling of such states using a 1D mathematical model verified on a model in the laboratory is an advantage. The work is focused on the description of a pair of transient states that are related to siphon turbines and their operation. Determination of critical flow values for inducing a suction effect and, conversely, calculation of the minimum size of the flow coefficient for safe stopping. The experiments were performed on a laboratory model and compared with operational data from a small hydroelectric power plant Želina.

## **KEYWORDS**

Swirl turbine, transient characteristic, siphon turbine, siphon, fill by air, inundate

## OBSAH

ÚVOD .....	5
1 Vírová turbína .....	5
1.1 Historie a vývoj .....	5
1.2 MVE Želina .....	6
1.2.1 Návrhové parametry MVE Želina .....	7
2 Experiment .....	7
2.1 Měřicí trať .....	8
2.2 Stanovení výkonové charakteristiky .....	8
2.2.1 Výsledky měření laboratorního modelu násoskové turbíny .....	9
2.3 Uvedení turbíny do provozu – zavodnění .....	11
2.3.1 Přehled měřených kombinací .....	12
2.4 Odtavení turbíny z provozu - zavzdušnění .....	15
2.4.1 Postup měření - zavzdušnění .....	16
3 Matematický model výpadku turbíny s přísáváním vzduchu .....	17
4 Závěrečné shrnutí .....	26
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	28

## ÚVOD

Využívání energie vodních toků patří historicky k základním zdrojům získávání energie. Hydroenergetický potenciál patří mezi cenné přírodní bohatství každé země. V České republice se v současné době využívá hydroenergetický potenciál pouze z 34%. Snahou většiny zemí je pokrývat spotřebu elektrické energie z vlastních zdrojů. V poslední době se otázka získávání energie dostává více do popředí zájmu nejen odborníků, ale i širší veřejnosti. Zvláště pak její kvalita, bezpečnost a cena jsou ostře sledovaným tématem.

Vodní elektrárna je velmi složitým inženýrským dílem. Na její přípravě, projekci, výstavbě a následném provozu se podílí odborníci řady profesí. Náročnost celého procesu je dána zejména tím, že základní parametry průtoku a spádu, volba vhodného funkčního schématu a konstrukce jednotlivých objektů výrazně závisí na souboru přírodních, hydrologických, topografických, geologických, politických a dalších podmínek v konkrétní lokalitě.

V současné době se vodními elektrárnami v České republice pokrývá přibližně 2% spotřeby elektrické energie. Je třeba zdůraznit, že u vodních elektráren není cenná jen samotná výroba elektrické energie, ale velmi důležitá je jejich rychlá schopnost reagovat na změny zatížení v elektrizační soustavě.

Největší nevyužitý energetický potenciál mají v současné době vodní zdroje a říční toky se spádem do 3 metrů. Pro tyto velmi nízké spády doposud neexistovalo takové technické řešení, které by poskytovalo vysokou hydraulickou účinnost a dobré ekonomické parametry při zpracování daných spádů. Využívalo se především turbín Kaplanových a Francisových, ale ty svojí konstrukcí a náročností značně snižovali ekonomickou návratnost díla. Jejich provedení je díky rozváděcímu aparátu, tvořeného natáčivými lopatkami umožňující regulaci výkonu při proměnlivém spádu, značně složité. Další nevýhodou jsou relativně nízké pracovní otáčky, které vyžadují použití převodovky.

Ve své práci bych se rád zaměřil na zdokumentování všech provedených prací souvisejících s Vírovou turbínou a současně věnoval svoji pozornost na oblast přechodových jevů, které z pohledu provozu stroje zabírají jen malou část, o to významnější jsou z pohledu spolehlivosti, bezpečnosti a životnosti.

## 1 Vírová turbína

### 1.1 Historie a vývoj

Vírová turbína je poměrně novým vynálezem patentovaným v České republice. K jejímu vzniku přispěla náhoda v podobě analýzy Eulerovy turbínové rovnice. Matematický popis této rovnice umožňoval sestavit turbínu na zcela opačném principu, ve srovnání s klasickými vodními turbínami. Myšlenka na vývoj dvoulopatkového oběžného kola vznikla na základě analýzy nevyužitého energetického potenciálu a ve spolupráci s předními producenty vodních strojů u nás. Tak po sto letech od patentu Kaplanovy turbíny vznikla Vírová turbína.

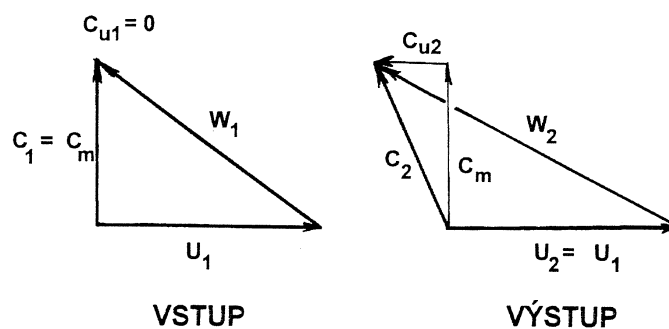
Oběžné kolo turbíny na zpracování velmi nízkých spádů a vysokých průtoků je řešeno bez rozvaděče, tedy proud vstupující do prostoru oběžného kola je bez předrotace. K vytvoření rotace před oběžným kolem je nutný rozvaděč, jak plyne z Eulerovy turbínové rovnice

$$gH\eta_h = u_1c_{u1} - u_2c_{u2} \quad (1)$$

kde člen  $c_{u2}$  se mnohdy zanedbává nebo je velmi malý a proto vstupní rotaci proudu můžeme určit ze vztahu

$$c_{u1} = \frac{gH\eta_h}{u_1} \quad (2)$$

Vírová turbína je založena na jiném principu. Před oběžným kolem není rozvaděč, tudíž proud má ryze axiální charakter, který vstupuje na lopatky oběžného kola, které ho zpracovávají na proud výstupní. Z Eulerovy turbínové rovnice je patrné, že výstupní proud dostává rotaci opačně orientovanou, než má oběžné kolo. Tímto zásahem se stal stroj neregulační, ale získal na jednoduchosti a současně snížil ztráty v rozváděcím aparátu. Důležitou podmínkou je, aby do savky nevstupovala kapaliny s příliš velkou složkou unášivé rychlosti, protože tu ona není schopna zpracovat.



Obr. 1.1 Rychlostní trojúhelníky Vírové turbíny

Výstup kapaliny z oběžného kola je proti směru jeho vlastní rotaci. Toto tvrzení vyplývá i z Eulerovy turbínové rovnice, kterou pro vstup bez před rotace upravíme na následující tvar

$$c_{u2} = -\frac{gH\eta_h}{u_2} \quad (3)$$

Oběžné kolo tohoto typu mělo mít možnost zpracovávat i znečištěnou vodu, protože zde absentuje rozváděcí aparát a oběžné kolo má velmi dobrou průchodnost.

V průběhu desetiletého výzkumu byly vyvinuty další varianty Vírové turbíny v přímoproudém a násoskovém provedení. Výzkum byl prováděn s podporou výzkumného záměru MŠMT, projektu NETME a ve spolupráci se společností ČEZ.

Pro odvodušnění a zavzdušnění násosky slouží zpravidla tentýž ventil ovládaný elektromagneticky. Po uzavření odvodušňovacího ventilu zůstane v potrubí zbytek vzduchu, který v průběhu dalšího najíždění je proudem vody postupně strháván, až do okamžiku úplného zavodnění. Přitom velkou roli hraje velikost bublin, jejich tvar, síly, které na bubliny působí a rychlost okolní vody. Potrubí za násoskou vyúsťuje pod hladinou v dolní nádrži a na konci potrubí je hladina na úrovni hladiny v dolní nádrži. Při vtékání přepadového paprsku pod hladinu v potrubí dochází k bouřlivé výměně energie paprsku vodě pod hladinou, přičemž současně je horní turbulentní mezní vrstvou paprsku strháván pod hladinu i vzduch. Celý tento jev je v literatuře označován jako vodní skok.

## 1.2 MVE Želina

Na základě spolupráce a podpory výzkumu Vírové turbíny s energetickou společností ČEZ a.s., byla vybrána vhodná lokalita pro ověření provozních vlastností Vírových turbín

v násoskovém uspořádání z hlediska dlouhodobého provozu a vlivu reálných podmínek. Z několika kandidátů bylo vybráno historické vodní dílo na řece Ohři v blízkosti Kadaně, lokalita Želina. Zdejší lokalita byla energeticky využita od počátku 20. století díky své ideální dispozici, kterou vytváří sama řeka a říká se jí Kadaňský meandr. V roce 1908 zde byly osazeny dvě horizontální dvojčité Francisovy turbíny, které pracují dodnes. Lokalita doznala další změnu v 60. letech 20. stol z důvodu rozvoje tepelných elektráren. Potřebu množství chladicí vody v rozsahu 1 až 2 m<sup>3</sup>/s pro nově vybudovanou tepelnou elektrárnu v nedalekých Tušimicích měla zabezpečit elektrárna Želina. Proto se v její těsné blízkosti vybudoval umělý kanál, který přivádí vodu z Ohře prostřednictvím Lomazického kanálu. Právě vzdouvací objekt kanálu posloužil jako vhodné místo pro instalaci dvojice Vírových turbín. Jedná se o provoz s trvalým spádem 2,5 m a dlouhodobým průtokem 2 m<sup>3</sup>/s. Při bližším šetření byl vyhodnocen celkový geodetický spád 2,5 m jako nevyhovující, z důvodu proměnné výšky spodní hladiny v Lomazickém kanálu, která nebyla stávajícími technickými prostředky garantována na požadované minimální úrovni zatopení budoucích savek Vírových turbín. Z tohoto důvodu bylo navrženo mobilní hrazení na úrovni jalové propustí Lomazické kanálu s možností regulace výšky spodní hladiny přepadem.

Snížení spádu vyřešilo nároky provozovatele na zabezpečení pravidelné dodávky vody pro chlazení velkého energetického bloku za všech okolností. Nároky a garance bezpečnosti a spolehlivosti provozu Vírové turbíny znovu nastartovaly procesy revize všech dějů spojených s jejich činností.

### 1.2.1 Návrhové parametry MVE Želina

Pro návrhové hodnoty průtoku a spádu a také s ohledem na možnosti uspořádání strojů na lokalitě, je vhodné využít násoskového uspořádání Vírové turbíny. Násoskové provedení nevyžaduje radikální stavební úpravy, které by zasahovaly do stávajících betonových konstrukcí. Savku turbín je možné instalovat přes hradící stěnu Lomazického kanálu a následně ji vhodným způsobem staticky zajistit ke stávající stavební části. Tento typ turbíny poskytuje na dané lokalitě s technicky obtížně využitelným potenciálem dobrou účinnost při udržení nižších investičních nákladů.

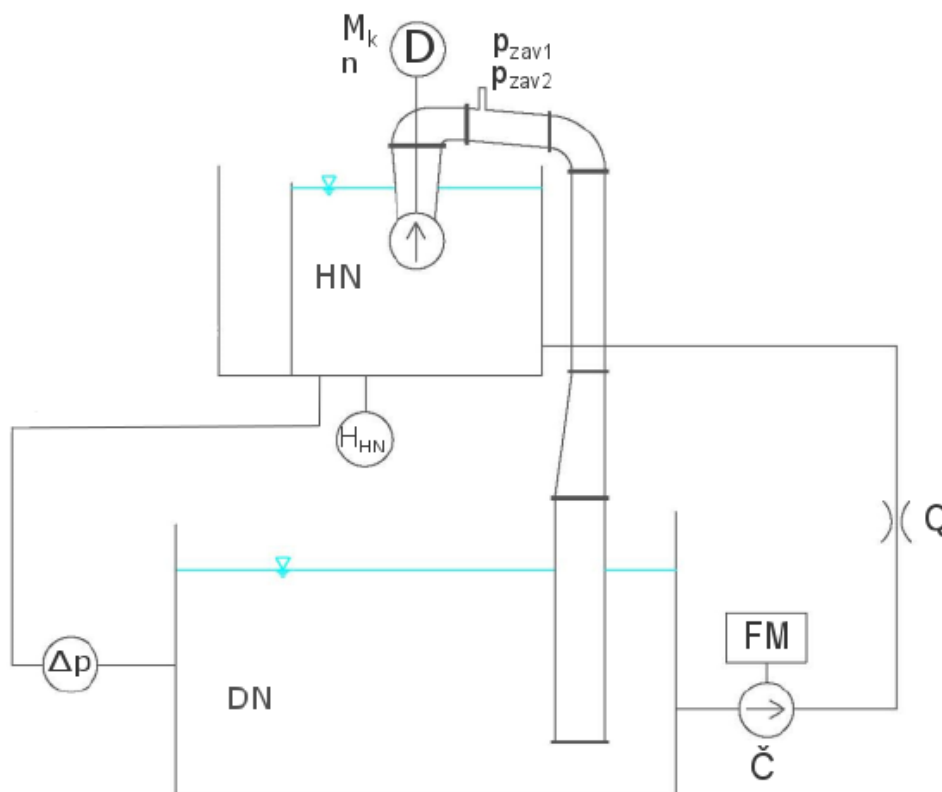
Při návrhu počtu strojů je třeba zohlednit především ekonomické hledisko. S rostoucím počtem strojů se zvyšuje využití energie toku, zvyšují se však i investiční náklady na technologii a zastavěná plocha se může stát limitujícím faktorem. V rozvaze je nutné zvážit, zda použít stroje stejné či různé velikosti a výkonu. Hodnota geodetického rozdílu hladin činila **2,2 m** a celkový průtok **2 m<sup>3</sup>/s**. Po zvážení všech okolností a s přihlédnutím k specifickým podmínkám lokality byla zvolena varianta s **dvěma stroji** stejného typu a výkonu.

## 2 Experiment

Na počátku bylo rozhodnutí přednostně ověřit vypočtené charakteristiky modifikované násoskové Vírové turbíny na modelu násoskové Vírové turbíny v laboratoři OFI V.K., V souvislosti s tímto úkolem byl upraven stávající model násosky a byly odměřeny prvotní výkonové a průtokové charakteristiky, které potvrdily předchozí výpočty. Problematika měření přechodových dějů byla odložena do doby, než bude vyrobena nová násosky, zanořená pod spodní hladinu. Původní potrubí se v dolní polovině rozšiřovalo. Nové potrubí konstantního průřezu po celé délce násosky bylo vyrobeno se vzájemně zaměnitelných modulů, které umožňovaly měnit délku násosky a v omezené míře hloubku zanoření pro různé spády.

## 2.1 Měřicí trať

Na Obr. 2.1 je znázorněna zkušební trať umístěná v Těžké hydraulické laboratoři, označovaná jako stanice mikroturbín. Na uvedené trati lze měnit spádové i průtokové poměry modelu a rovněž je zde prostor pro změnu zanoření savky turbíny. Základními prvky celého zkušebního okruhu je dvojice nádrží, horní obdélníkového půdorysu 4,55 m x 1,45 m a dolní o rozměrech 6 m x 3 m. Průtok mezi nádržemi je zajištěn diagonálním podávacím čerpadel s otáčkovou regulací. Průtok do horní nádrže je snímán dvojicí indukčních průtokoměrů DN100 a DN300. Model turbíny je brzděn stejnosměrným dynamometrem a měřen snímačem krouticího momentu včetně inkrementálního snímače otáček. Měření hladin v nádržích je zabezpečeno dvojicí ultrazvukových snímačů hladiny a současně měřením diferenciálního tlaku mezi horní a dolní nádrží. Ostatní prvky měřicího řetězce tvoří snímače absolutního tlaku na různých místech profilu násosky.

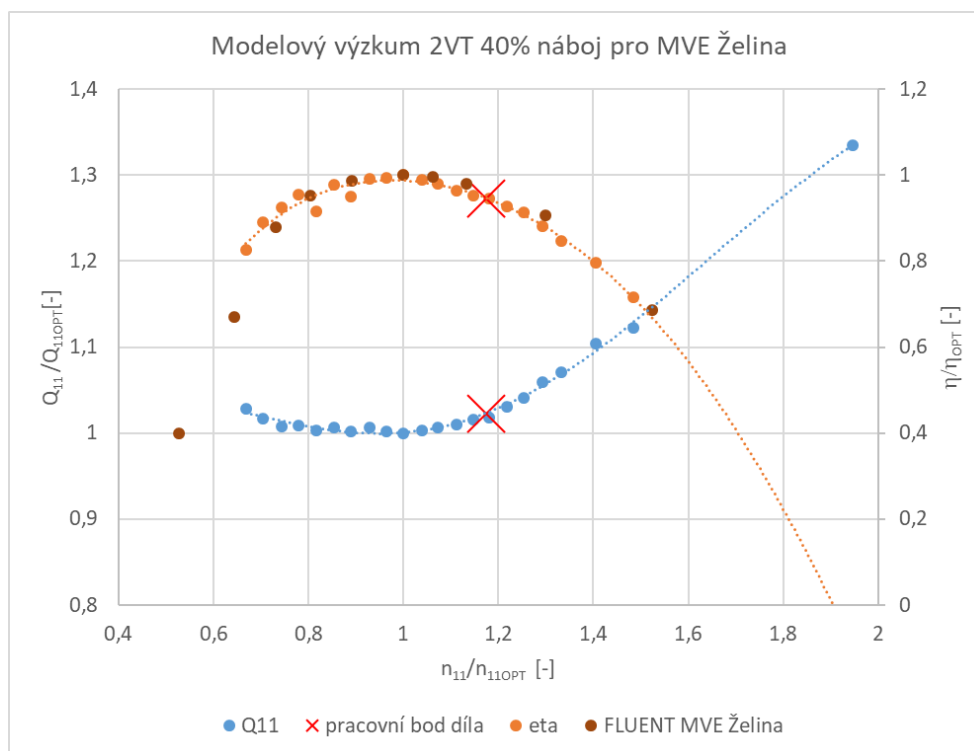


Obr. 2.1 Schéma fyzikálního modelu Vírové turbíny v násoskovém uspořádání [21]

## 2.2 Stanovení výkonové charakteristiky

Pro potřeby ověření numerického modelu násoskové Vírové turbíny byl vyroben zjednodušený fyzikální model (40% náboj, dolní vodící ložisko, dvoulopatkové oběžné kolo se shodným úhlem opásání a geometrií lopatek, savka přecházející z kruhu na obdélníkový profil) odpovídající parametrům MVE Želina. Zjednodušení se týkalo především přechodového kolena a sklonu savky, které neodpovídaly zcela podmínkám na díle. Byla změřena jeho kompletní charakteristika, která zahrnovala i měření turbínové čerpání a kavitační zkoušky.

### 2.2.1 Výsledky měření laboratorního modelu násoskové turbíny



Obr. 2.2 Srovnání charakteristiky fyzikálního a CFD modelu NVT MVE Želina

Kromě výše uvedených průběhů byly změřeny i ustálené režimy s přísáváním vzduchu za podmínky konstantních otáček soustrojí. Pro účely zkoušek s přísáváním vzduchu byla navržena a vyrobena sestava několika tenkostěnných ocelových clon (12ks: 3 až 25 mm), pomocí kterých se opakovaně přísával vzduch. Sledován byl ustálený režim v rozsahu jednotkových otáček 50 až 400 min<sup>-1</sup>. Výpočet průtoku skrz clonu byl navržen dle vztahu ČSN EN ISO 5167-1:

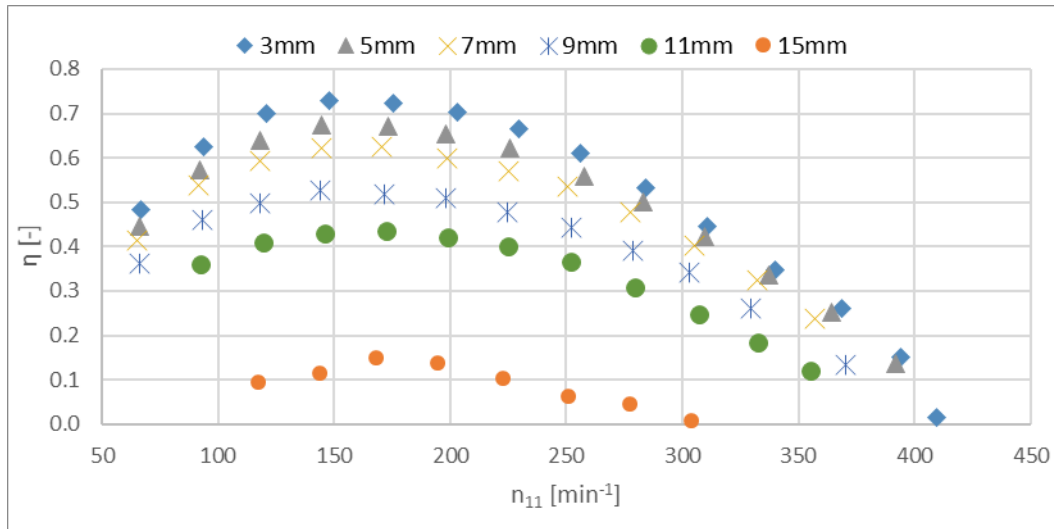
$$Q = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4)$$

kde:

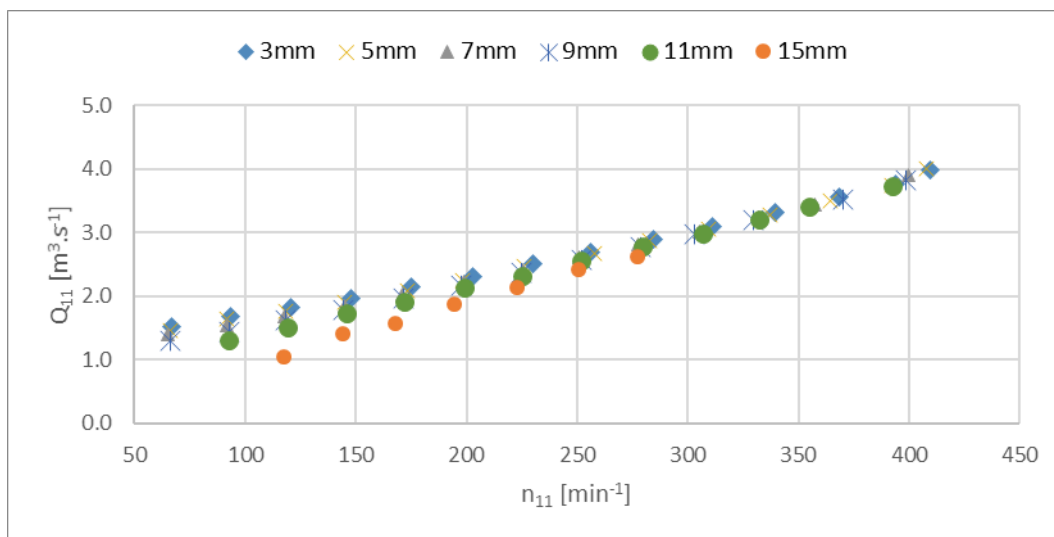
$$\beta = \frac{d}{D}; S_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad (5)$$

$$C = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,0184\beta^8 + 0,029\beta^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,75}$$

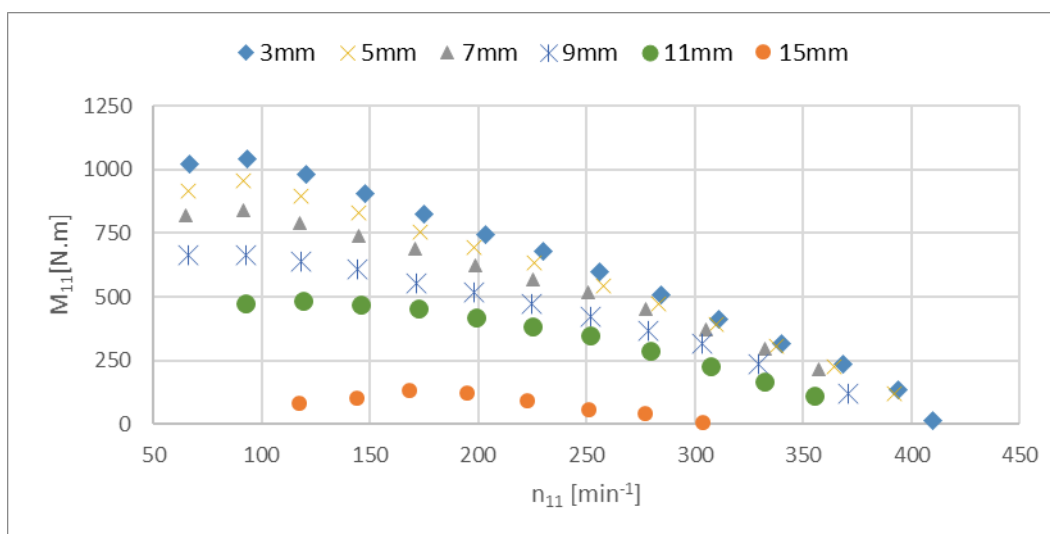
Všechny vypočtené hodnoty průtoků byly dále převedeny na hodnotu průtokového součinitele  $K_v$ , pro pozdější srovnání se zavzdušňovací armaturou. Vybrané velikosti clon se podařilo později změřit pomocí žhaveného drátku a zpětně zkontrolovat správnost původně uvažovaných velikostí průtoků vzduchu, viz následující tabulka.



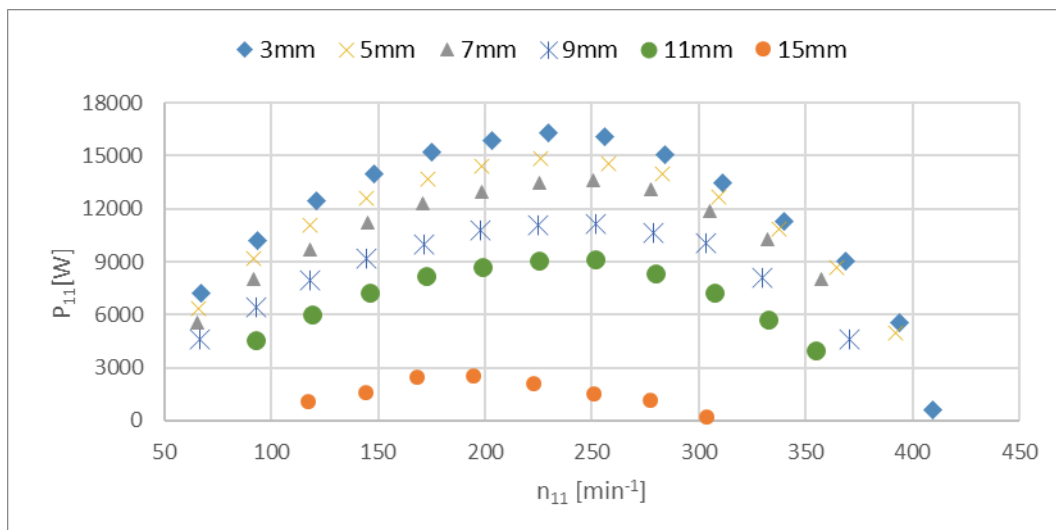
Obr. 2.3 Vliv přísávání vzduchu na účinnost modelu NVT



Obr. 2.4 Vliv přísávání vzduchu na průtočnost modelu NVT



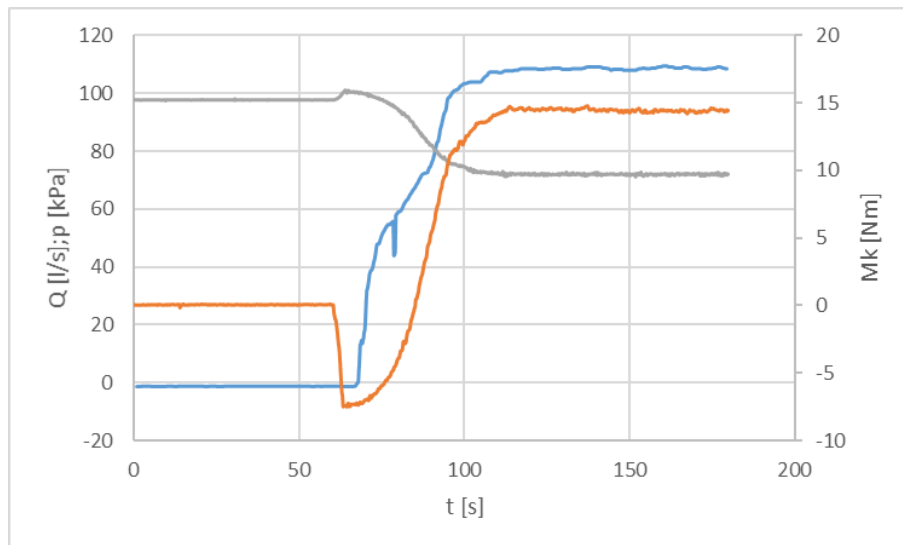
Obr. 2.5 Vliv přísávání vzduchu na jednotkový moment modelu NVT



Obr. 2.6 Vliv přisávání vzduchu na jednotkový výkon modelu NVT

### 2.3 Uvedení turbíny do provozu – zavodnění

Zařízení se uvádí do provozu sekvencí na sebe navazujících kroků. V prvním kroku musí dojít k uzavření ventilu v horní části násosky nebo lze vyčkat na okamžik, kdy hladina vody dosáhne přepadového prahu. Experimentální zařízení bylo zpočátku vybaveno pouze ručním kulovým uzávěrem, a proto byla zvolena varianta uzavření před roztočením soustrojí. Následovalo roztočení turbíny v turbínovém smyslu otáčení, prozatím v motorickém smyslu zatížení pohonu, který signalizuje negativní hodnota krouticího momentu. Pozvolna nebo naopak prudce v závislosti na zvolených otáčkách dochází k zvyšování hladiny za oběžným kolem až po hranu nejvyššího bodu násosky, kde voda začíná samovolně přepadávat ve formě kompaktního paprsku a strhávat s sebou vzduch z okolního prostoru. Dochází k postupnému snižování tlaku v prostoru násosky a tím pádem ke zvyšování průtoku při konstantních otáčkách. Částečně tento jev popisuje charakteristika turbínového čerpání, která je k danému modelu k dispozici, avšak vztahuje se k plně zatopené násosce, a proto je její vypovídací hodnota omezena. Proto byla zvlášť změřena závislost průtoku násoskou na otáčkách za podmínky atmosférického tlaku v prostoru násosky. Vrátime-li se k popisu dalších kroků při zavodňování, tak pozorujeme plynulou změnu orientace krouticího momentu ze záporných, motorických hodnot do kladných, generátorických. Dochází ke stabilizaci proudění, zbavení se posledních zbytků vzduchu z násosky, ustálení provozních parametrů a následuje provozní režim, který je dán pouze rozdílem hladin a frekvencí otáčení oběžného kola. Uvedený proces je závislý na velikosti otáček, hloubce zanoření savky pod spodní hladinu, výšce hladiny v horní nádrži a dalších parametrech. Typický průběh krouticího momentu, průtoku a tlaku v nejvyšším bodě násosky při startu modelu je uveden na Obr. 2.7.

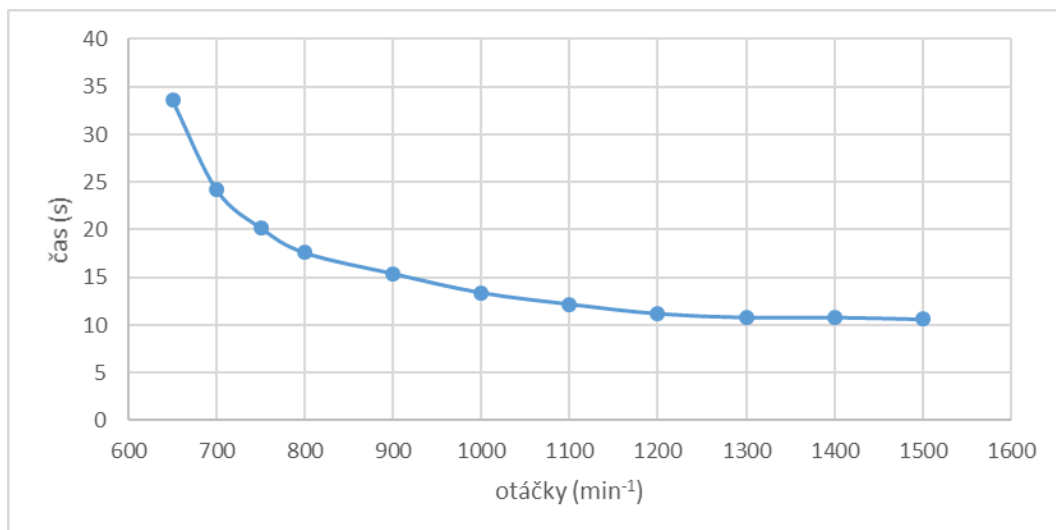


Obr. 2.7 Typický průběh spuštění laboratorního modelu MVE Želina

### 2.3.1 Přehled měřených kombinací

Pro experimentální určení kritické hodnoty průtoku násoskou, která bude znamenat její kompletní zavodnění a změnu orientace krouticího momentu byla stanovena řada měřených bodů pro 3 základní délky savky (60 cm, 160 cm a 240 cm) a dále pro 2 úrovně hladiny v horní nádrži a konečně z toho vyplývajících několik hloubek zanoření, které se lišily vzájemně dle konstrukce. Nejkratší savka umožňovala pouze jednu hloubku zanoření atd. Každý pokus byl opakován 2 až 5x, pro potvrzení získaných výsledků. Pokud během 180 s nedošlo k nasátí, byl takový bod prohlášen za neúspěšný a přistoupilo se k měření vyšších otáček. Pro přehlednost následuje tabulkový přehled měřených bodů s vyhodnoceným časem náběhu, který odpovídá době, kdy byl zaznamenán negativní krouticí moment. Hodnoty tlaku, otáček a momentu jsou okamžité a odpovídají konkrétním podmínkám v daném čase a místě měření. Na rozdíl od průtoku, který je pouze ilustrativní, protože se jedná o hodnotu průtoku do horní nádrže, který je navíc zatížen chybou obsluhy a zpožděním daným integračním členem uvnitř průtokoměru. Nicméně se dá říci, že s přibývajícím počtem měřených bodů se obsluha zaškolila v ručním ovládání podávacího čerpadla a minimalizovala tak svůj vliv na polohu hladiny v horní nádrži během uvádění do provozu.

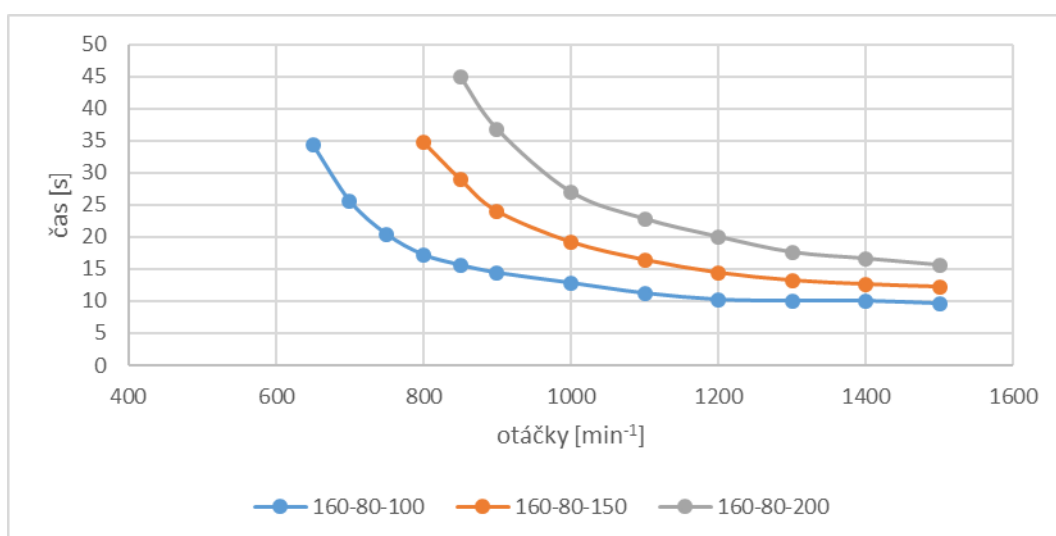
Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[-]
60	80	205	5	600	1500	650	



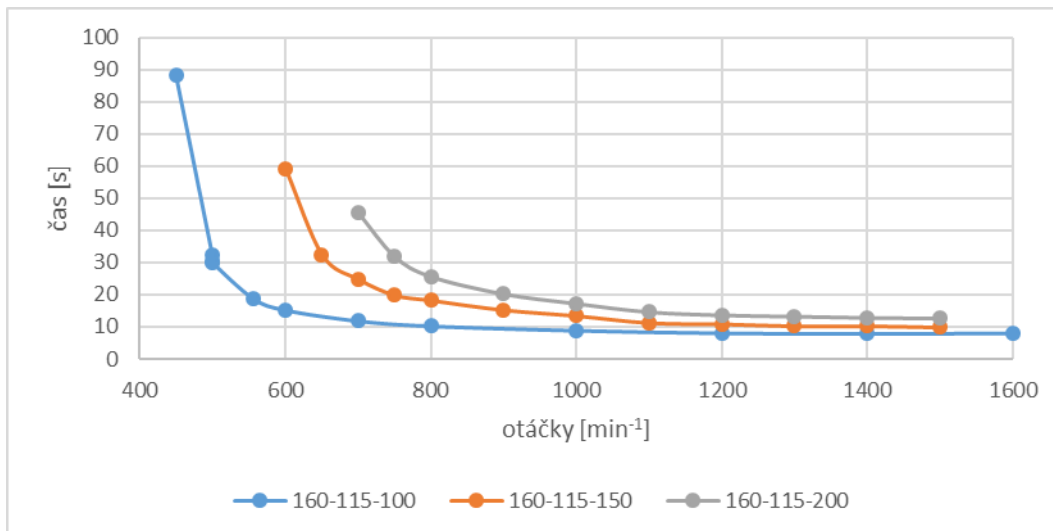
Obr. 2.8 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 60 cm na modelu NVT

Lze konstatovat na základě provedených měření a současně znalosti průtokových poměrů pro danou konfiguraci hladiny v horní nádrži, že kritická hodnota průtoku pro variantu 60 cm savky, zanoření do 5 cm je  $Q_{krit} = 3,1 \text{ l.s}^{-1}$ . Této hodnoty opakovaně turbína dosáhla při provozních otáčkách  $650 \text{ min}^{-1}$  a doba náběhu byla těsně pod hranicí 35 s. Všechny ostatní měřené otáčky již znamenaly kratší dobu náběhu, viz. Obr. 2.8.

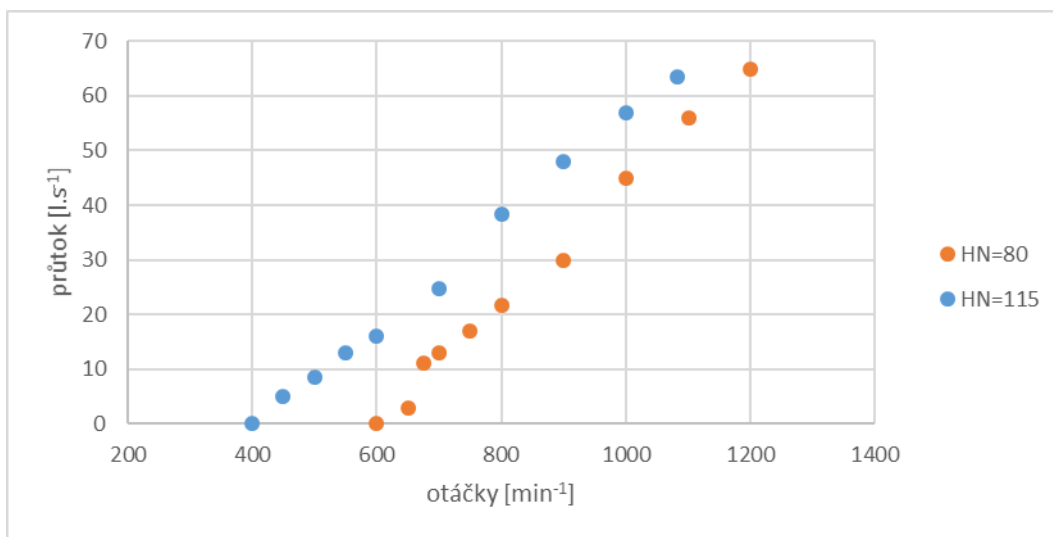
Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[-]
160	80	100	5	600	1500	650	
160	80	150	50	600	1500	800	
160	80	200	100	650	1500	850	
160	115	100	5	400	1600	500	
160	115	150	50	450	1500	600	
160	115	200	100	600	1500	700	



Obr. 2.9 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 160 cm a různá zanoření



Obr. 2.10 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 160 cm a různá zanoření



Obr. 2.11 Závislost průtoku na otáčkách při TČ pro dvě polohy hladiny v HN

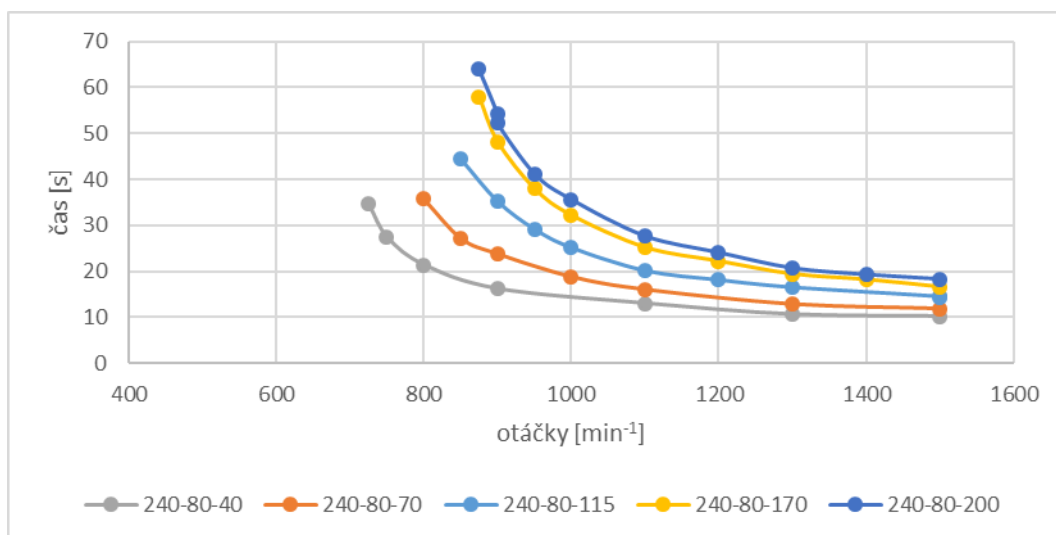
Před měřením každé varianty délky savky byla ověřena platnost základní výkonové a průtokové charakteristiky. Rozdíly byly zjištěny pouze v účinnostech (do 4%), v průtočnosti jsou v pásmu nejistoty měření, a proto byl tento efekt zanedbán při dalším zpracování.

Situace pro savku 160 cm je z pohledu zkoumaných závislostí zajímavější, protože zde vystupuje dvojice proměnných, hloubka zanoření a poloha horní hladiny. Na výše uvedených grafech (Obr. 2.9 a 2.10) je patrné, že nejkratší časy náběhu jsou dle očekávání pro nejmenší zanoření (5 cm) a taktéž nižší poloha horní hladiny vůči pevné přepadové hraně násosky má negativní vliv na dobu náběhu, resp. na velikost kritických otáček. Zbývá konstatovat, že konkrétní hodnotu kritického průtoku lze na základě znalosti otáček odečíst z příslušného grafu na Obr. 2.11.

Nejdlejší měřená varianta savky 240 cm poskytla prostor pro pěti vzájemně odlišných konfigurací, které potvrdily podobný trend, jako tomu bylo u varianty 160 cm, s vyšší hustotou měřených bodů. Konkrétní výsledky jsou uvedeny na Obr. 2.12

Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[min <sup>-1</sup> ]	[-]
240	80	40	20	725	1500	725	
240	80	70	50	750	1500	800	
240	80	115	100	850	1500	850	
240	80	170	150	875	1500	875	
240	80	200	190	875	1500	875	
240	115	40	20	600	1500	600	
240	115	70	50	500	1500	550	

Jednotlivé barevné spojnice tvoří hranici mezi oblastmi, kde je při splnění okrajových podmínek možné stanovit čas, za který se násoska zavodní a bude plnit svoji funkci a oblast, kde ani nekonečně dlouhý čas nepovede k vyvození násoskového efektu. Tato hranice má hyperbolický charakter a oblast s negativní odezvou systému leží pod touto spojnicí. Lze očekávat, že konkrétní výsledky budou závislé na průtočném tvaru a úhlu druhého kolene násosky, nicméně celkový charakter rozložení oblastí bude podobný. Zvolená konfigurace odpovídala konstrukčnímu uspořádání provozovaných násoskových turbín a tvoří vodítko pro podobná zařízení



Obr. 2.12 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 240 cm a různá zanoření

## 2.4 Odtavení turbíny z provozu - zavzdušnění

Zastavení násoskové turbíny je spojeno s přetržením vodního sloupce v násosce. Nutnou podmínkou je přivedení dostatečného množství vzduchu a tím pádem dimenzování vhodné armatury. Kromě průtokové charakteristiky zavzdušňovací armatury je potřeba brát v úvahu požadavek na její bezpečný provoz s ohledem na možnost výpadku napájení a zajištění její funkčnosti za všech okolností. Z tohoto pohledu se jeví praktickou kombinace elektromagnetického principu pohonu armatury nebo využití gravitačního principu. Laboratorní model disponuje elektromagnetickým solenoidovým ventilem a současně ručně ovládaným kulovým ventilem DN 40. Změna průtoku vzduchu byla simulována pomocí různých velikých clon, jak bylo uvedeno a popsáno výše. Důvodem pro využití clon pro zavzdušňování byla opakovatelnost měření a orientační stanovení průtoku vzduchu pro účely kalibrace matematického modelu. Měření na modelu byla zjištěna závislost jednotkového momentu na množství přísávaného vzduchu a ověřeno tak tvrzení, že při malé kapacitě ventilu nedojde k odstavení turbíny.

### 2.4.1 Postup měření - zavzdušnění

Měření bylo realizováno na stejném zkušebním zařízení viz. kapitola 5., se savkou o délce 240 cm. Byly zaznamenávány totožné veličiny, pouze se lišil režim řízení dynamometru. V předchozích krocích se vždy jednalo o režim konstantních otáček pro stanovení výkonových charakteristik stejně tak při zkouškách zavodňování násosky. Pro měření výpadků neboli zavzdušnění násosky byl zvolen režim konstantního momentu pro řízení dynamometru, resp. možnost zvolit si jeho mezní hodnotu, která v okamžiku výpadku byla nastavena na nulu. Ve stejném čase došlo k otevření elektromagnetického ventilu a přísávání vzduchu, jehož množství záviselo na velikosti použité clony a měřeném spádu. Byly vybrány clony o velikostech  $\varnothing 13$  mm,  $\varnothing 17$  mm,  $\varnothing 21$  mm a  $\varnothing 25$  mm. Volba velikostí clon měla pokrýt oblast, kde se neočekávalo odstavení na základě předchozích experimentů ( $\varnothing 13$  mm) a min. 3 další velikosti clon, u kterých se předpokládala přechodová oblast závislá na provozním stavu. Provozní otáčky byly záměrně zvoleny v blízkosti optima, aby odpovídaly provozním otáčkám na díle pro jeho pozdější srovnání. Jediným procesem, který nebyl automatizován, bylo opět ovládání otáček podávacího čerpadla, které dopravuje vodu do horní nádrže. Kritérium pro úspěšně provedený pokus byla max. změny hladiny o 10 mm během měření. Počet opakování téže konfigurace bylo min. 3x. Výsledkem měření byla časová závislost všech sledovaných veličin a vyhodnocovala se pouze doba, za kterou dojde k zastavení soustrojí, tj. hodnota otáček klesne pod 2 otáčky za minutu. Přehled měřených variant, základních parametrů a dosažených výsledků je následuje v tabulce.

Clona $\varnothing 13$ mm					
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	40	3,3	NE	-
1000	100	100	2,7	NE	-
1000	100	170	2,0	NE	-

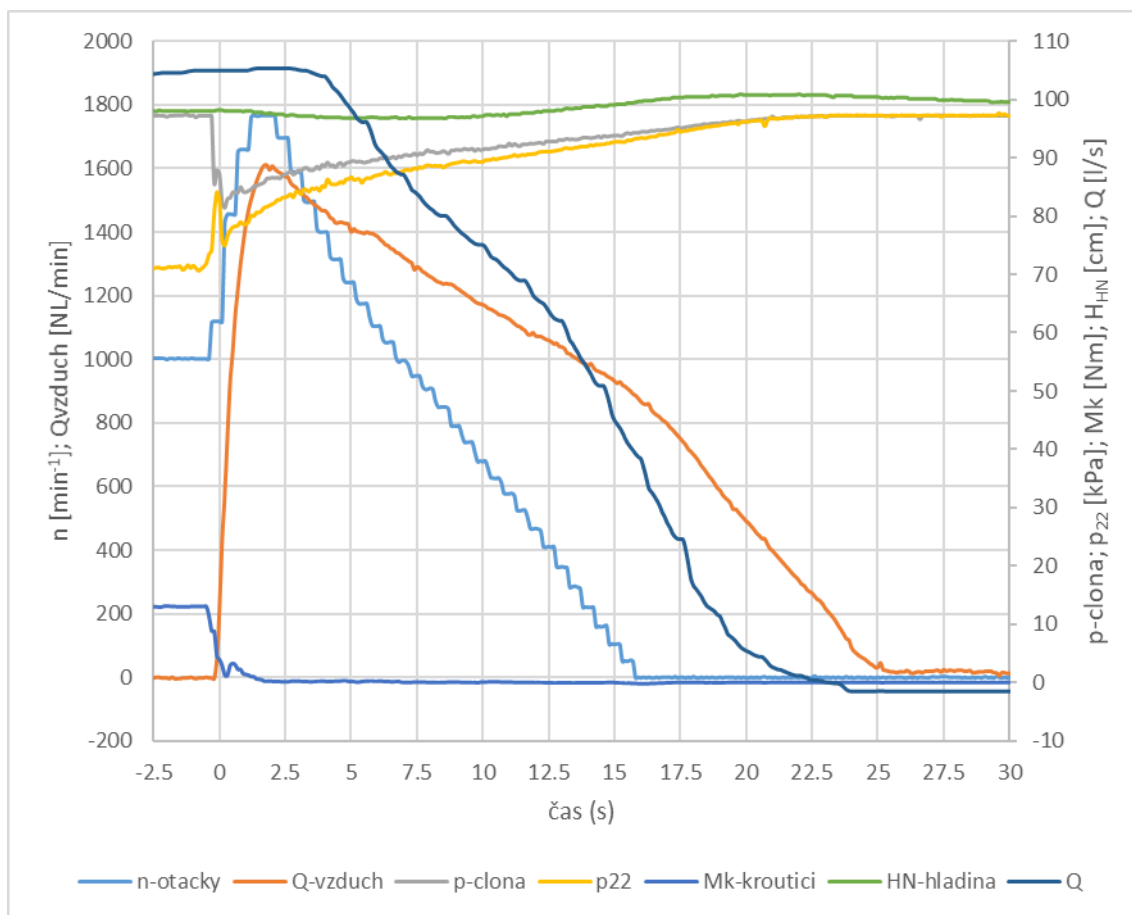
Clona $\varnothing 17$ mm					
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	40	3,3	NE	-
1000	100	70	3,0	NE	-
1000	100	170	2,0	ANO	27.7

Clona $\varnothing 21$ mm					
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	110	2,6	ANO	30.2
1000	100	170	2,0	ANO	16.3

Clona $\varnothing 25$ mm					
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	110	2,5	ANO	18.8
1000	100	170	2,0	ANO	12.4

Z grafu na *Obr. 2.13* lze vyčíst parametry ustáleného provozu, který předcházел výpadku v čase nula. Za zmínku stojí hodnota tlaku v místě zavzdušňovací armatury (žlutá)

71 kPa. Následuje poměrně rychlý přechodový děj, který je provázen poklesem krouticího momentu (modrá) na nulu, tomu odpovídá nárůst otáček (světle modrá) těsně pod hranici 1800  $\text{min}^{-1}$ , postupný nárůst tlaku v místě přísávání až na hodnotu atmosférického tlaku doprovázený vyvolaným průtokem vzduchu (oranžová). Informační charakter má hodnota průtoku vody do horní nádrže (tmavě modrá) a hladiny v horní nádrži (zelená), ani jedna z dvojice posledně jmenovaných veličin nemá zásadní vliv na průběh zkoušky, pokud se udrží v požadovaných mezích. Výsledná hodnota doby zastavení soustrojí je v tomto případě 16,3 s. Ostatní výsledky jsou uvedeny v tabulce.



Obr. 2.13 Časový průběh výpadku pro clonu  $\varnothing 21$  mm a brutto spád 2 m na modelu NVT

### 3 Matematický model výpadku turbíny s přísáváním vzduchu

Přechodové stavy, jak již z jejich označení vyplývá, jsou děje závislé na čase, tedy nestacionární. Takovým příkladem je problematika otevírání zavzdušňovacího ventilu násoskové turbíny za jejího provozu, která byla popsána výše. Pro účely matematického popisu tohoto děje zavedeme několik počátečních předpokladů. Vodu i vzduch pro zjednodušení budeme považovat za nestlačitelné. Od vstupu kapaliny do profilu turbíny až po místo zavzdušňovacího ventilu uvažujeme proudění pouze vody, od tohoto místa dále po směru proudění je uvažována směs vody a vzduchu o proměnné hustotě směsi. Hustota směsi se po délce násosky mění v závislosti na množství vzduchu, rychlosti proudění a hloubce zanoření. Následující obrázek ilustruje základní objemy a vstupní veličiny modelu.



$$\frac{L}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} = g \cdot (H_B - H_2 - H) \quad (7)$$

Rovnice pro spád turbíny jako funkce průtoku pro jmenovité otáčky, vyjádřená jako polynomická funkce z charakteristiky turbíny.

$$H_{n_{jm}} = f(Q_{n_{jm}}) = \sum_{i=0}^k a_k \cdot Q_{n_{jm}}^k \quad (8)$$

Rovnici (8) lze psát s využitím afinních vztahů ve následujícím tvaru:

$$H = \left(\frac{n}{n_{n_{jm}}}\right)^2 \cdot f\left(Q \cdot \frac{n_{n_{jm}}}{n}\right) = \left(\frac{n}{n_{n_{jm}}}\right)^2 \cdot \sum_{i=0}^k a_k \cdot \left(Q \cdot \frac{n_{n_{jm}}}{n}\right)^k \quad (9)$$

Rovnice jednotkového momentu v závislosti na jednotkových otáčkách vyjádřená jako polynomická funkce z charakteristiky.

$$M_{11} = f(n_{11}) = \sum_{i=0}^k a_k \cdot n_{11}^k \quad (10)$$

Rovnice pro určení krouticího momentu na základě definice jednotkového momentu  $M_{11}$ .

$$M_k = M_{11} \cdot D^3 \cdot H \quad (11)$$

Nyní rozšíříme problém odstavení nebo výpadku turbíny o přísávání vzduchu. Řešit budeme stejné rovnice jako doposud, s tím rozdílem, že spád budeme nově definovat pouze po nejvyšší bod násosky, místo kde přísáváme vzduch.

Musí platit zákon zachování hmotnosti uvnitř kontrolního objemu  $V_2$  pro všechny hmotnostní vtoky i výtoky z tohoto objemu stejně tak platí rovnost objemů.

$$Q_3 = Q_1 + Q_{vz} \quad (12)$$

$$V_2 \cdot \frac{d\rho_3}{dt} = (Q_1 \cdot \rho_1 + Q_{vz} \cdot \rho_{vz} - Q_3 \cdot \rho_3) \quad (13)$$

Rovnice (14) vyjadřuje průtok přísávaného vzduchu z definice průtokové součinitele.

$$Q_{vz} = \frac{K_V}{36000} \cdot \sqrt{\frac{p_a - p_{21}}{\rho_{vz}}} \quad (14)$$

Nově definovaný spád na turbínu:

$$H = \frac{p_a - p_{21}}{\rho \cdot g} - H_2 - \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2 \cdot g} - \frac{1}{g} \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \quad (15)$$

Rovnice (16) vyjadřuje vztah pro výpočet tlaku vody  $p_{21}$  v místě přisávání vzduchu.

$$p_{21} = p_a - (H_{př} + H_2) \cdot g \cdot \rho_1 \quad (16)$$

Rovnice (17) vyjadřuje vztah pro výpočet spádu do místa přisávání, ve kterém je uvažováno s účinností savky.

$$H_{př} = H - \frac{\left(\frac{Q_1}{S_2}\right)^2}{2 \cdot g} \cdot \eta_s \quad (17)$$

Zavedeme předpoklad rovnosti tlaků v místě přisávání.

$$p_{21} = p_{21} \quad (18)$$

Rovnice (19) vyjadřuje silové účinky od vody a od směsi v místě přisávání vzduchu.

$$p_{21} \cdot S_2 + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{S_2} = p_{22} \cdot S_3 + \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{S_2} \quad (19)$$

Dosazením rovnice (15) do (17) a vynásobením celé rovnice členem  $\rho_1 \cdot g$  dostaneme následující tvar.

$$\rho_1 \cdot g \cdot H = (p_a - p_{21}) - \rho_1 \cdot g \cdot H_2 - \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} - \rho_1 \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \quad (20)$$

S využitím rovnice Bernoulliho mezi místem přisávání vzduchu a hladinou v dolní nádrži a současně vynásobením celé rovnice členem  $\rho_3 \cdot g$  můžeme psát:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2}\right) \cdot \eta_s = \\ & = (p_a - p_{22}) - \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \rho_3 \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} \end{aligned} \quad (21)$$

Poslední dvojici rovnic (20 a 21) můžeme od sebe odečíst a získáme tak rovnici:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2}\right) \cdot \eta_s - \rho_1 \cdot g \cdot H = \\ & = -p_{22} + p_{21} - \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \rho_3 \cdot \\ & \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} + \rho_1 \cdot g \cdot H_2 + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} + \rho_1 \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \end{aligned} \quad (22)$$

Nyní využijeme rovnici (19), u které osamostatníme na levou stranu členy vyjadřující tlak.

$$p_{22} - p_{21} = \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) \quad (23)$$

Konečně dosazením rovnice (23) do rovnice (22), její úpravou dostaneme vztah, kde vystupují nestacionární členy ve tvaru:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s + \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) = \\ & = -\rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \\ & + \rho_3 \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} + \rho_1 \cdot g \cdot (H_2 + H) + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} + \rho_1 \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \end{aligned} \quad (24)$$

Integrační členy na pravé straně rovnice vyjadřují setrvačné účinky. Pokud zanedbáme setrvačné účinky od vzduchu, tedy

$$\int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} = 0 \quad (25)$$

Dostaneme následující tvar, který upravíme a integrací zbylého nestacionární členu dostaneme výsledný vztah pro změnu průtoku:

$$\begin{aligned} dQ_1 = & \left( \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left( \frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s + \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) + \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) \right. \\ & \left. - \rho_1 \cdot g \cdot (H_2 + H) - \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} \right) \cdot \left( \frac{1}{\rho_1} \sum \frac{S_i}{L_i} \cdot dt \right) \end{aligned} \quad (26)$$

Pro popis charakteristiky modelové turbíny jsou využity koeficienty polynommické regrese, které se získaly z vyhodnocení stacionární charakteristiky turbíny ve tvaru:

$$Q_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (27)$$

$$\eta = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (28)$$

$$M_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (29)$$

$$P_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (30)$$

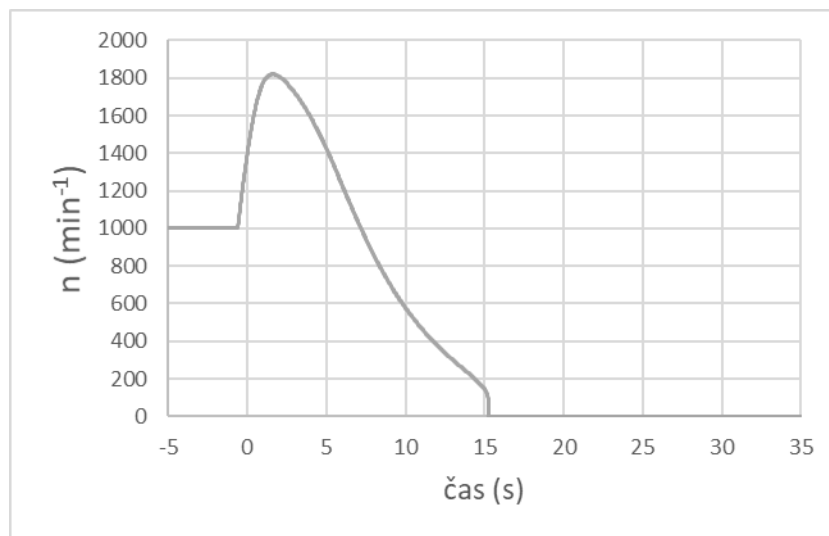
Výpočet průtoku vody při nestacionárním pochodu je obecně definován dle rovnice (31) do které můžeme rovnou dosadit z rovnice (26).

$$Q_{1(i+1)} = Q_{1(i)} + dQ_{1(i)} \quad (31)$$

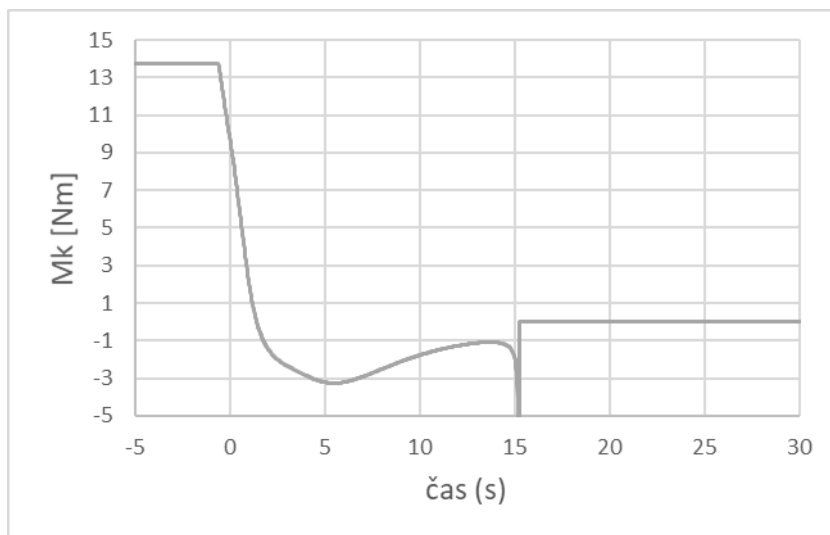
Pro řešení této soustavy rovnic bylo využito prostředí aplikace MS Excel včetně grafických výstupů. Funkce armatury byla popsána lineární časovou závislostí jejího poměrného otevření na hodnotě průtokového součinitele. Přičemž bylo uvažováno její plné otevření za dobu 1 sekundy. Hodnota průtokového součinitele  $K_v$  tvoří uživatelskou proměnnou a sledovala se odezva modelu. Stabilita výpočtu byla testována pro různé časové kroky a následně se ustálila na hodnotě 0,01 s. Vstupní konstanty výpočtu tvořily výškové poměry hladin, hrubý spád, průměr oběžného kola, otáčky turbíny, momenty setrvačnosti motoru, hřídele a oběžného kola a vlastnosti vody a vzduchu.

Z grafických výstupů byla vykreslena časová závislost otáček, krouticího momentu, spádu, celkové hustoty směsi v objemu  $V_2$  a množství přisávaného vzduchu.

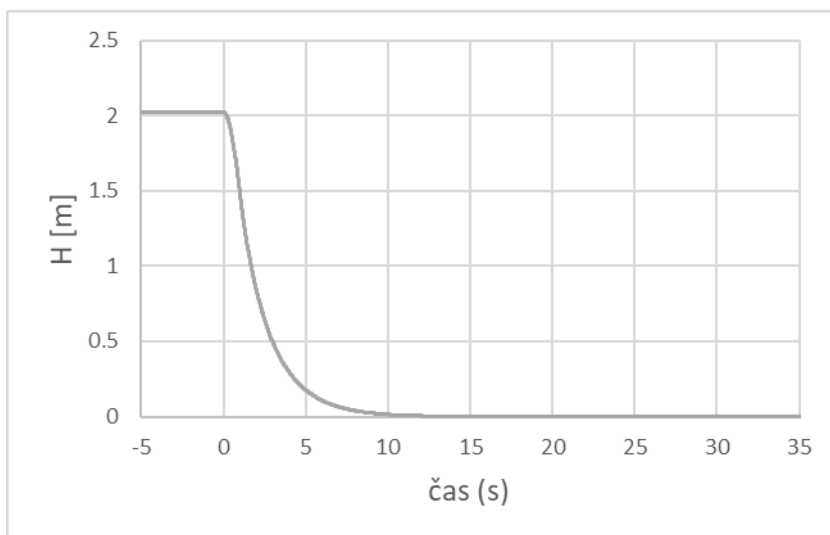
Níže jsou vykresleny výsledky modelu pro případ savky 240 cm s okrajovými podmínkami: clona  $\varnothing 21$  mm odpovídá hodnotě  $K_v$  přibližně 11,5 m<sup>3</sup>/hod, spád 2 m, stacionární otáčky turbíny 1000 min<sup>-1</sup>, zanoření savky 150 cm pod hladinu v dolní nádrži.



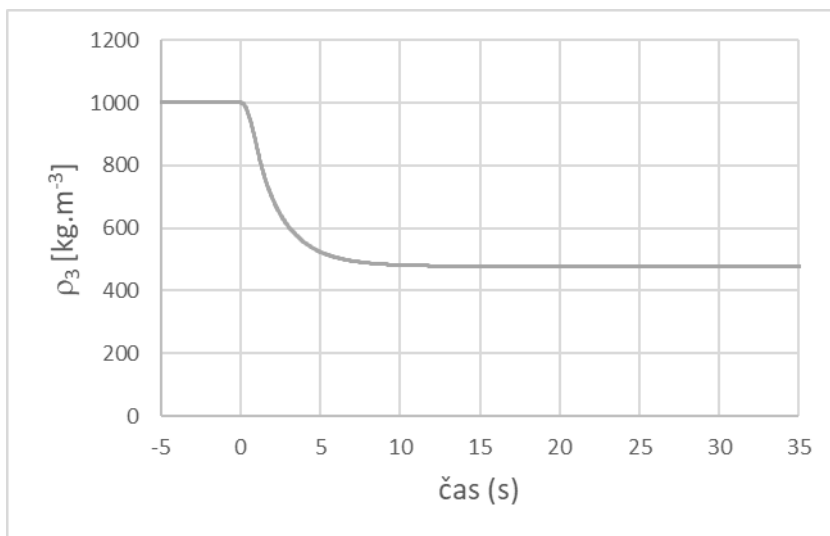
Obr. 3.2 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm



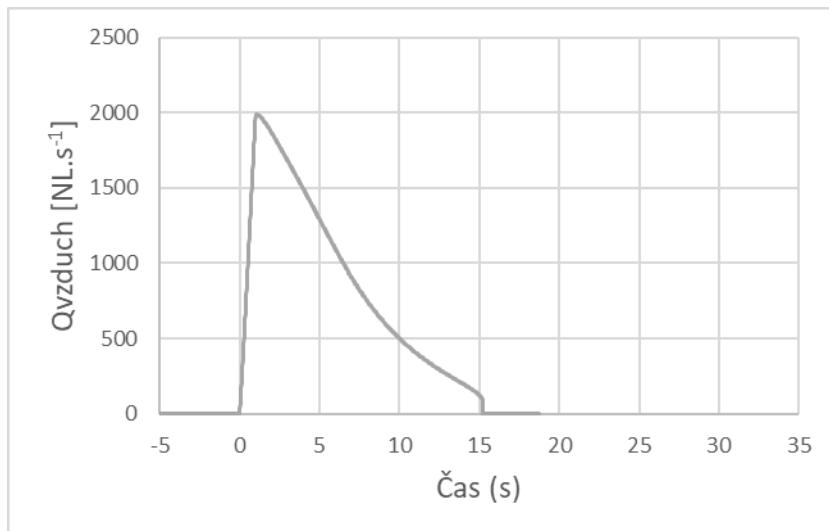
Obr. 3.3 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm



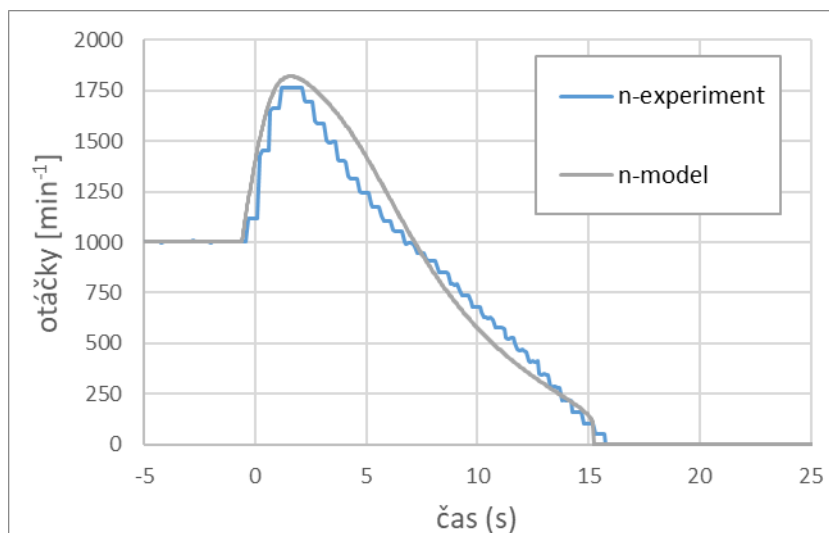
Obr. 3.4 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm



Obr. 3.5 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm



Obr. 3.6 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm



Obr. 3.7 Srovnání průběhu otáček při odstavování s clonou  $\varnothing 21$  mm

Srovnáním výsledků výstupů modelu s experimentem přineslo ve všech sledovaných parametrech uspokojivou shodu. Ve větší části průběhu otáček docházelo k mírnému nadhodnocení velikosti otáček, ale tato odchylka neměla zásadní vliv na celkovou dobu zastavení turbíny. Průběh krouticího momentu vykazoval dvojité zvlnění, které neodpovídalo teoretickému průběhu ani naměřeným hodnotám v rámci experimentu. Nabízí se vysvětlení prostřednictvím nepřesnosti použitého regresního polynomu jednotkového momentu v kombinaci s konvexním průběhem jednotkového momentu v okolí průběžných otáček i nad nimi.

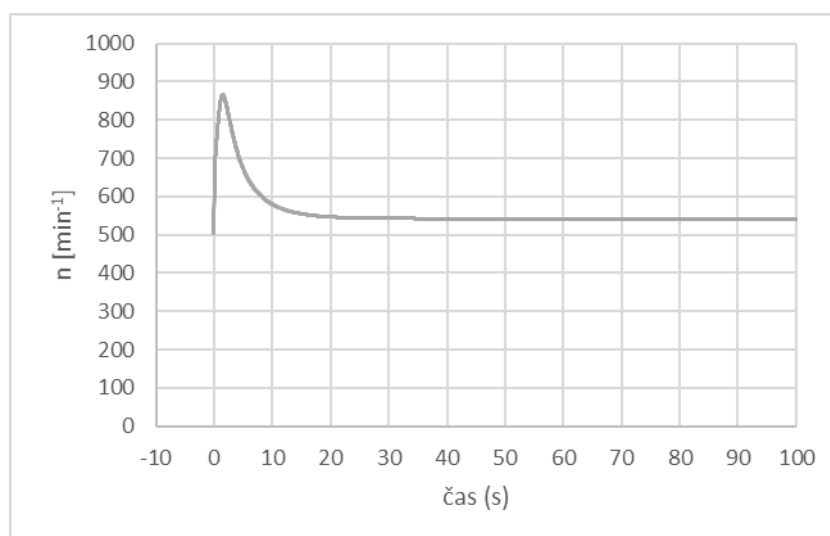
V dalším kroku byly změněny vstupní okrajové podmínky výpočtu, tak aby odpovídaly provoznímu stavu na elektrárně Želina pro několik hodnot průtokových součinitelů a vznikla tak tabulka a grafická závislost času zastavení na hodnotě  $K_v$  pro celkem 3 provozní spády.

H <sub>b</sub> =1.9 m										
K <sub>v</sub>	[m <sup>3</sup> /hod]	350	300	<b>288</b>	250	200	150	<b>144</b>	100	90
t	[s]	6.5	7	<b>7.1</b>	7.8	9.6	13.9	<b>15</b>	43.4	NE
Q <sub>2</sub>	[m <sup>3</sup> /s]	1.84	1.53	<b>1.45</b>	1.24	0.97	0.72	<b>0.68</b>	0.47	0.42
n <sub>p</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	950	900	<b>890</b>	850	810	780	<b>770</b>	750	

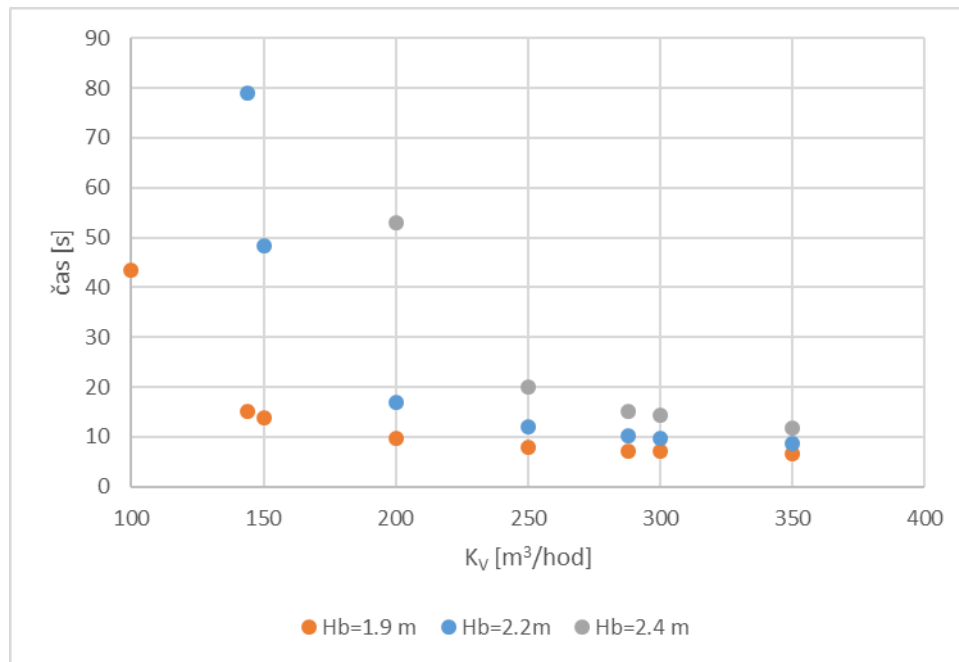
H <sub>b</sub> =2.2m										
K <sub>v</sub>	[m <sup>3</sup> /hod]	350	300	<b>288</b>	250	200	150	<b>144</b>	140	
t	[s]	8.7	9.8	<b>10.2</b>	12	17	48.4	<b>79</b>	NE	
Q <sub>2</sub>	[m <sup>3</sup> /s]	1.85	1.52	<b>1.45</b>	1.24	0.97	0.71	<b>0.68</b>	0.65	
n <sub>p</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	1000	937	<b>934</b>	900	860	816	<b>825</b>		

H <sub>b</sub> =2.4 m							
K <sub>v</sub>	[m <sup>3</sup> /hod]	350	300	<b>288</b>	250	200	190
t	[s]	11.8	14.3	<b>15.2</b>	20	53	NE
Q <sub>2</sub>	[m <sup>3</sup> /s]	1.85	1.53	<b>1.46</b>	1.24	0.97	0.91
n <sub>p</sub>	[min <sup>-1</sup> ]	1050	995	<b>985</b>	940	905	

V tabulkách pro jednotlivé spády jsou tučně označeny hodnoty skutečně instalovaných zavzdušňovacích ventilů, typ EVPE 1100 s obrácenou funkcí NO – bez napětí otevřen, DN100 od firmy Peveko na elektrárně Želina. Ze zprávy o hodnocení ročního zkušební provozu [20] bylo možné vyčíst konstatování, že k odstavení turbín dojde za přibližně 10 s při otevření obou ventilů. K nouzovému odstavení turbíny stačí pouze jeden funkční ventil, bez uvedení konkrétní doby.



Obr. 3.8 Výpočet průběhu otáček při odstavení s jedním ventilem na MVE Želina



Obr. 3.9 Závislost doby zastavení na velikosti průtokového součiniteli pro lokalitu MVE Želina

Na základě provedených simulací časů odstavení soustrojí na lokalitě Želina lze konstatovat, že pro všechny definované provozní stavy v rozsahu spádů 1,9 až 2,4 m ventily vyhovují svojí kapacitou a zaručují bezpečné odstavení. Výjimku tvoří hypotetická možnost poruchy jednoho z ventilů za stavu vyššího spádu než je obvyklý (2,2 m), kdy nedojde k odstavení turbíny, ale pouze k poklesu průběžných otáček na hladinu okolo 550 min<sup>-1</sup>, průtok strojem bude pod 0,8 m<sup>3</sup>.s<sup>-1</sup>, viz. Obr. 3.8.

#### 4 Závěrečné shrnutí

V předložené práci je uvedeno základní rozdělení soudobého řešení využití hydraulického potenciálu o velmi nízkém spádu. Stávající technické prostředky se dělí na několik skupin, které jsou popsány v první kapitole. Způsob řešení dané problematiky využití nízkospádových lokalit šel na VUT vlastní cestou. Zcela nový pohled vyústil ve vývoj stroje, který vychází z klasické teorie vodních turbín a snaží se reflektovat poptávku po investičně dostupných alternativách k zavedeným a osvědčeným technologiím. Kombinace využití nového stroje s dlouho známým principem násosky oživila starší otázky.

Pro účely experimentální části práce bylo modifikováno stávající laboratorní zařízení, aby mohlo být provedeno víc než 200 měření stacionárních a především nestacionárních stavů souvisejících s provozem násoskové varianty vírové turbíny. Zvláštní pozornost byla věnována méně častému způsobu zavodňování bez instalace pomocných zařízení, pouze s využitím vlastní energie. Druhým zkoumaným stavem byl děj opačný k uvádění do provozu, tedy odstavení turbíny a přetržení vodního proudu pomocí dodatečně přivedeného vzduchu do místa, kde se během provozu stroje přirozeně vyskytuje podtlak.



Obr. 4.1 Pohled na dvojici savek násoskových Vírových turbín MVE Želina

Zatímco popis prvně jmenovaného děje se víceméně opírá o experimentální data, z kterých lze vyvodit širší závěry pro podobná zařízení, druhý provozní režim byl popsán matematickým modelem, jehož řešení poskytlo kvalitativně dobré výsledky pro laboratorní model i reálné dílo. Na základě získaných dat z více jak 3 letého provozu MVE Želina, lze konstatovat, že matematický model poskytuje věrohodná data v oblasti maximálních průběžných otáček, dimenzování zavzdušňovací armatury i odhadu doby do úplného zastavení soustrojí. Obecná širší platnost odvozeného, matematického modelu přechodového stavu spojeného s odstavením soustrojí byla testována na laboratorním modelu násoskové vírové turbíny v pracovních režimech, které na díle vzniknout nemohou. Především šlo o stavy extrémního nárůstu spodní hladiny a s tím spojené větší zanoření savky nebo naopak pokles spodní hladiny s možností vynoření savky nad hladinu.

Na základě výstupů z matematického modelování lze zvýšit jistotu při návrhu násoskových turbín a zajistit tak jejich bezpečný provoz.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HUZLÍK, Rostislav. *MOTOR-GENERÁTOR PRO VÍROVOU TURBÍNU*. Brno, 2014. Doktorská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce Doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.
- [2] AIGNER, Detlef a Hans B. HORLACHER. *INVESTIGATION OF AERATED SIPHON*. Institute for Hydraulic Engineering and Applied Hydromechanics, Dresden University of Technology, 2008, , 8.
- [3] VESELÝ, Radek a Vlastimil PEŠULA. *Vyhodnocení provozu Vírových turbin: Návrh opatření*. Štěchovice: Čez Inženýring, 2017.
- [4] KREJČÍŘÍK, Stanislav. *POPIS NESTACIONÁRNÍCH PROVOZNÍCH STAVŮ NÁSOSKOVÉ VÍROVÉ TURBINY*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Hudec.
- [5] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: Malé vodní elektrárny*. Druhé vydání. Českovice: Marcela Bednářová, 2013. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [6] HUDEC, Martin, Vladimír HABÁN, Miloslav HALUZA, Pavel RUDOLF, Luděk KOUTNÝ a KOLEKTIV. *Jednostupňová vírová turbina - hydraulický návrh pro konkrétní lokalitu MVE Želina: QR-07-13*. Brno, 2013.
- [7] HABÁN, Vladimír, Miloslav HALUZA a Pavel RUDOLF. *Charakteristika Vírové trubiny s kroužkovým motorem PMGW 350/10: QR-15-07*. Brno, 2007.
- [8] HUDEC, Martin, Vladimír HABÁN, Miloslav HALUZA, František POCHYLÝ, Luděk KOUTNÝ a Pavel RUDOLF. *Vývoj dvoustupňové vírové turbíny a kavitačně odolné jednostupňové vírové turbíny pro vyšší spády: QR-06-13*. Brno, 2013.
- [9] POCHYLÝ, František, Miloslav HALUZA, Ondřej KILIÁN, Pavel RUDOLF, Martin HUDEC a Luděk KOUTNÝ. *Analýza proudění v savce Vírové turbíny se zaměřením na disipaci mechanické energie: QR-01-11*. Brno, 2011.
- [10] ŠOB, František, Vladimír HABÁN a Miloslav HALUZA. *Charakteristika modelových trubni VUT-FSI pro velké spády a malé průtoky: QR-37-00*. Brno, 2000.
- [11] HALUZA, Miloslav, František ŠOB a Pavel RUDOLF. *Hydraulický návrh oběžného kola Vírové turbíny pro násoskové uspořádání: QR-28-03*. Brno, 2003.
- [12] ŠOB, František, Vladimír HABÁN a Oldřich PROCHÁZKA. *Experimentální výzkum Vírové turbíny v násoskovém uspořádání: QR-15-04*. Brno, 2004.
- [13] HALUZA, Miloslav a František POCHYLÝ. *Vývoj speciálních technologií pro využití vodní energie: QR-02-10*. Brno, 2010.
- [14] HALUZA, Miloslav. *Vývoj Vírové turbíny*. Brno, 2003. Habilitační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [15] KOPECKÝ, Vojtěch, Christos MADENAS a Pavel POSPÍCHAL. *Výzkum násoskového uzávěru*. Brno, 1992. VZ-HSZ-094. Výzkumná zpráva.