



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## REKUPERACE ENERGIE VE VODOVODNÍ SÍTI

ENERGY RECUPERATION IN WATER DELIVERY SYSTEM

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Šimon Pavlík**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Bc. Daniel Himr, Ph.D.**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Šimon Pavlík</b>
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Bc. Daniel Himr, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2022/23

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:

### Rekuperace energie ve vodovodní síti

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Dodávka pitné vody je v našich podmínkách zajišťována zejména vodovodní potrubní sítí. Voda je odebírána ze zdroje (vrt, vodní nádrž apod.), je ošetřena v úpravně vody, aby splňovala požadavky na kvalitu dané zákonem, a je dodána do vodojemu. Vodojem vyrovnává rozdíl mezi okamžitým odběrem a dodávkou a také zajišťuje potřebný tlak v systému. Vzhledem k topologii některých míst se stává, že v potrubí je příliš vysoký tlak, který se následně snižuje pomocí redukčních ventilů. Na takových místech existuje potenciál pro výrobu elektrické energie, kdy redukční ventil, který energii pouze maří, je nahrazen zařízením, které přebytečnou tlakovou energii přemění na elektrickou.

#### Cíle diplomové práce:

- Vytvoření modelu vodovodní sítě,
- analýza energetického potenciálu,
- návrh systému rekuperace energie.

#### Seznam doporučené literatury:

Vyhláška č. 428/2001 Sb.

Jandourek, P. et al.: Design of hydraulic recuperation unit. EPJ Web of Conferences, 114, (2016), doi: 10.1051/epjconf/201611402051.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práca sa zaoberá využitím energetického potenciálu vo vodovodných sieťach a je rozdelená do troch hlavných častí. Prvá časť popisuje charakteristické prvky vodovodnej siete a analyzuje energetický potenciál vodovodu v lokalite Nové Bránice, ktorý bol identifikovaný v mieste tlakového redukčného ventilu. Druhá kapitola sa venuje tvorbe návrhového algoritmu podľa ktorého je súčasne so štatistickou analýzou navrhnutý systém rekuperácie energie prostredníctvom čerpadla v turbínovom režime. V tejto kapitole je priblížená teória fungovania turbínového režimu čerpadla a predikčná teória odhadu turbínovej charakteristiky. Záverečná časť práce je venovaná tvorbe modelu vodovodnej siete v programe Epanet 2.2. V simuláciách jedného dňa porovnáva aktuálny stav systému s redukčným ventilom so systémom zahŕňajúcim navrhované čerpadlo v turbínovom režime.

### **Kľúčové slová**

redukčný ventil, čerpadlo v turbínovom režime, vodovodná sieť, Epanet

## **ABSTRACT**

The thesis deals with the use of energy potential in water supply networks and is divided into three main parts. The first part describes the characteristic elements of the water supply network and analyses the energy potential of the Nové Bránice water supply system, which was identified in the location of the pressure reducing valve. The second chapter is devoted to designing algorithm according to which a system of energy recovery - a pump in turbine mode is designed. The statistical analysis is counted as well. In this chapter, the theory of pump in turbine mode operation and the prediction theory of turbine characteristic estimation are presented. The final part of the thesis is devoted to creating a water network model in Epanet 2.2. In one day simulations the current state of the system with a pressure reducing valve is compared with the system including the proposed pump in turbine mode.

### **Key words**

pressure reducing valve, pump as turbine, water distribution system, Epanet

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

PAVLÍK, Šimon. *Rekuperace energie ve vodovodní síti*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149338>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Daniel Himr.

## **PREHLÁSENIE**

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému **Rekuperace energie ve vodovodní síti** vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov, uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

.....  
Dátum

\_\_\_\_\_  
Bc. Šimon Pavlík

## **POĎAKOVANIE**

Ďakujem týmto Ing. Bc. Danielovi Himrovi, Ph.D. za cenné pripomienky a rady, ktoré mi poskytoval pri vypracovaní záverečnej práce. Tiež ďakujem rodine a priateľom za podporu po celú dobu štúdia.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Aktuálny stav rekuperačných systémov v praxi .....	12
1.1 Rekuperačný systém Blackstairs GWS – Co Wexford.....	12
1.2 Rekuperačný systém LucidPipe – Oregon.....	13
1.3 Rekuperačné systémy využívajúce Peltonovu turbínu .....	13
1.4 Rekuperačné systémy splaškových vôd.....	14
2 Základná terminológia a teória prvkov vodovodnej siete .....	15
2.1 Tlakový redukčný ventil .....	15
2.1.1 Popis funkcie tlakového redukčného ventilu .....	16
2.2 Čerpadlo v turbínovom režime - „Pump as Turbine“ (PAT).....	17
2.2.1 Špecifické otáčky hydraulického stroja.....	18
2.2.2 Charakteristika hydraulického stroja.....	19
2.2.3 Teória fungovania hydraulického stroja.....	21
2.2.4 Straty vplyvom geometrie .....	22
2.2.5 Hydraulické straty .....	22
3 Hydraulická analýza .....	25
3.1 Dáta hydraulickej analýzy .....	25
3.2 Hydraulická analýza lokality Nové Bránice .....	26
3.2.1 Popis súčasného zásobovania pitnou vodou.....	26
3.2.2 Meranie vstupných dáta pre štatistickú analýzu.....	26
3.3 Štatistická analýza vstupných dát .....	28
3.3.1 Kapacitný faktor .....	29
3.3.2 Krivka trvania prietoku .....	30
3.3.3 Krivka trvania spádu .....	31
4 Návrh systému rekuperácie .....	33
4.1 Metódy výberu PAT .....	33
4.1.1 Energetická bilancia systému (A) .....	34
4.1.2 Metodika výberu PaT (B).....	34
4.1.3 Výkonová analýza systému (C).....	38
5 Výpočtový návrh systému rekuperácie pre lokalitu Nové Bránice .....	39
5.1 Výpočet špecifických otáčok stroja .....	40
5.2 Výpočet transformačných koeficientov .....	40
5.3 Odhad a návrh pracovného bodu čerpadla.....	40
5.4 Kontrola výberu .....	41
5.5 Výpočet regulácie PAT.....	42
5.6 Výkonová analýza systému .....	44
6 Epanet 2.2.....	45
6.1 Hydraulická simulácia modelu programe Epanet .....	45
6.2 Gradientná metóda .....	45
6.3 Straty v potrubí Darcy-Weisbachova.....	46

---

6.4	Hydraulické prvky siete Epanet .....	47
6.4.1	Uzlové body .....	47
6.4.2	Rezervoár/nádrž .....	47
6.4.3	Vodojem .....	47
6.4.4	Dýza .....	47
6.4.5	Čerpadlo .....	47
6.4.6	Redukčný ventil .....	47
6.5	Riadenie prvkov siete .....	48
6.5.1	Podmienené ovládanie v Epanet 2.2 .....	48
7	Tvorba modelu v programe Epanet 2.2 .....	50
7.1	Analýza a príprava vstupných dát .....	50
7.1.1	Zaťažovacia odberová charakteristika .....	50
7.1.2	Charakteristické krivky turbíny .....	51
7.1.3	Odber vody v uzloch .....	51
7.2	Tvorba siete modelu .....	52
7.3	Spracovanie a vyhodnotenie výstupných dát .....	53
8	Tvorba modelu vodovodnej siete s rekuperačným systémom .....	56
8.1	Realizácia modelu .....	56
	ZÁVER .....	59
	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV .....	61
	ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK .....	65
	ZOZNAM OBRÁZKOV .....	67
	ZOZNAM TABULIEK .....	68
	ZOZNAM PRÍLOH .....	69

## **ÚVOD**

Dodávka pitnej vody je v našich podmienkach zabezpečovaná vodovodnými systémami, ktoré dopravujú vodu od zdroja potrubnou sieťou k užívateľovi. V procese distribúcie je voda získavaná zo zdroja v podobe vodnej nádrže, hĺbkových vrtov alebo iných odberných útvarov. Táto voda prechádza úpravňou, aby vyhovovala štandardom o bezpečnosti plynúcej zo zákona. Upravená voda je ďalej distribuovaná k užívateľovi gravitačným systémom alebo výtlačným tlakovým systémom. Súčasťou gravitačných sietí sú vodojemy, ktorých funkciou je zaistiť stály tlak a akumulovaný objem vody dopravovaný k odberateľovi, vyrovnat' rozdiely medzi prítokom zo zdroja a odoberateľom a v neposlednom rade zabezpečuje dostatočnú rezervu vody pri požiari.

Vzhľadom na topológiu sietí s rôznymi nadmorskými výškami odberaných miest je vo väčšine prípadov nutné redukovať tlak na prítoku z vodojemu do obce, tlak musí vyhovovať stanoveným normám. Tlak redukovaný prostredníctvom tlakového redukčného ventilu predstavuje spolu s prítokom potenciál energie, ktorá je v tomto prípade marená do strát. Z cieľom využiť stratový energetický potenciál je možné do systémov inštalovať vodné turbíny, ktoré sú radené do oblasti veľmi malých vodných elektrární s označením pico a micro-hydro systémy.

Sú to zariadenia, ktoré umožňujú využitie veľkej časti stratovej energie, ktorú je možno premeniť na energiu elektrickú. Lokality s veľkým energetickým potenciálom vedia byť finančne atraktívne. Lokality s nižším potenciálom dávajú priestor pre digitalizáciu vodovodných systémov tým, že získaná elektrická energia umožňuje napájanie monitorovacích senzorov. Monitorovanie siete ďalej umožňuje jej optimálne riadenie a rýchlu detekciu porúch.

Je potrebné, aby systémy zabezpečujúce rekuperáciu energie boli čo najefektívnejšie, s nízkou poruchovosťou a zároveň ekonomicky prijateľné. Ekonomická uskutočniteľnosť je jedným z hlavných aspektov realizácie projektu. Preto je snahou použitie nízko nákladových zariadení, akým je čerpadlo v turbínovom režime, ktoré je oproti individuálne navrhovaným turbínam lacnejšie a pri veľkej škále čerpadiel na trhu je možné vybrať zariadenie s najvyššou účinnosťou.

## 1 Aktuálny stav rekuperačných systémov v praxi

V súčasnej dobe je prevádzka viacúčelových vodohospodárskych systémov zahŕňajúcich rekuperačné jednotky obmedzená. Potenciál pre výrobu elektrickej energie vzniká na základe primárnej funkcie systémov, kedy implementáciou rekuperačnej jednotky vzniká viacúčelový systém. To znamená, že integráciou turbíny do existujúcej infraštruktúry siete alebo systému a pri zabezpečení jej primárneho chodu vieme generovať z prebytočného potenciálu elektrickej energie. Napríklad v prípade distribučnej siete vodovodu je jeho primárnou funkciou dodávka vody. V priemyselných odsoľovacích systémoch, kde potenciál predstavuje tlakový spád medzi osmotickou bariérou je to výroba pitnej vody z vody morskej. Rešpektovanie primárnej funkcie z technického hľadiska väčšinou znamená pripojenie rekuperačnej jednotky obtokom k primárnemu systému. [1]

Táto diplomová práca je venovaná téme rekuperácie energie vo vodovodnej sieti. K tejto problematike existujú blízke pridružené oblasti využívajúce prebytočnú energiu systému, ktoré môžu ponúkať kompatibilné alebo inak inšpirujúce riešenia pre rekuperačné systémy vo vodovodnej sieti.

### 1.1 Rekuperačný systém Blackstairs GWS – Co Wexford

Rekuperačný systém v Blackstairs GWS je súčasťou vodovodnej distribučnej siete, ktorá sa nachádza v hornatej oblasti Blackstairs. Distribučná sieť zásobuje 1037 domácností s priemerným odberom vody 1500 m<sup>3</sup>/deň. Súčasťou siete je úpravňa vody v nadmorskej výške 211 m.n.m., ktorá je napájaná zo zdroja vo vzdialenosti 2 km s názvom Connells Intake, výška hladiny nádrže zdroja je 269,5 m.n.m. [2]

Rekuperačná jednotka v podobe čerpadla v turbínovom režime je umiestená na prívode do úpravne vody, jej pracovný bod bol projektovaný na prietok 15 l·s<sup>-1</sup> a spád 40 metrov, čo predstavuje rekuperovaný výkon o hodnote 3,3 kW. Pri projektovaní bol použitý algoritmus návrhu čerpadla v turbínovom režime vyvíjaný na Trinity College Dublin, ktorý bol súčasťou výskumného projektu projektu Dŵr Uisce pre návrh identifikácie ideálnej charakteristiky čerpadla v turbínovom režime. Na základe algoritmu bolo vybrané a inštalované čerpadlo s označením 65-50-250, ktoré bolo pripojené priamo k distribučnej sieti pomocou softštartéru. Otáčky čerpadla boli prevádzkované na konštantných 1520 min<sup>-1</sup>, hriadeľ čerpadla bola pripojená na trojfázový generátor o výkone 5,5 kW s prúdovou ochranou podľa EN 50438. [2] [3]



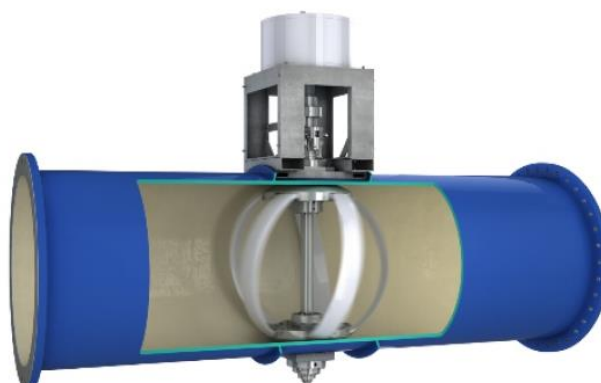
Obr. 1.1 Odstredivé čerpadlo rekuperačného systému Blackstairs GWS [3].

Cieľom projektu bolo čiastočné zníženie odberu a spotreby energie na čistiarni. Odhadované zníženie spotreby pri prevádzkovaní rekuperačného systému 24 hodín denne počas celého roka bolo 20 000 kWh, čo predstavuje 20-25 % spotreby elektrickej energie úpravne. Čerpadlo bolo namontované v apríli 2019 a plne monitorované od októbra 2019, počas prvých 12 mesiacov prevádzky vygenerovalo 15 600 kWh čo predstavovalo 2037 €. [2] [3]

## 1.2 Rekuperačný systém LucidPipe – Oregon

Systém rekuperácie funguje na základe sférickej turbíny umiestnenej v potrubí. Voda pretekajúca potrubím naráža na lopatky a uvádza ich do rotačného pohybu, zvislý hriadeľ turbíny je spojený s generátorom, ktorý sa nachádza mimo potrubia.

V Portlande v Štáte Oregon bol v roku 2015 inštalovaný a uvedený do prevádzky rekuperačný systém, ktorý je súčasťou vodovodnej distribučnej siete. Systém pozostáva zo štyroch 42 palcových sférických turbín od spoločnosti LucidEnergy s názvom LucidPipe s výkonom 200 kW. Patentované turbíny od spoločnosti LucidEnergy sú navrhnuté tak, aby premieňali prebytočný tlak v gravitačnom vodovode na elektrickú energiu bez vplyvu na dodávku energie. Turbíny sú inštalované v potrubí s veľkým priemerom, až 107 cm v mieste pred redukčným ventilom. Systém štyroch turbín dokáže spracovať spád 14 m a premeniť ho na elektrickú energiu. Minimálne prevádzkové podmienky sú  $0,56 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  pri 28 metroch spádu. Celková ročná produkcia je 900 MWh. Výhodou tohto rekuperačného systému je aj možnosť monitorovať tlak, prietok a kvalitu vody pomocou snímačov, ktoré sú súčasťou systému. [4]



Obr. 1.2 Sférická turbína rekuperačného systému LucidPipe [4].

## 1.3 Rekuperačné systémy využívajúce Peltonovu turbínu

Peltonova turbína je charakteristická pre získavanie energie z potenciálu s vysokým spádom a nižšími prietokmi. Je nutné dodať, že výstup z Peltonovej turbíny je realizovaný do atmosférického tlaku čo má za následok, že tento typ turbíny nie je možné implementovať do časti potrubnej trasy vodovodného systému bez toho, aby nezahŕňala zbernú alebo vyrovnávaciu nádrž. Vo vodovodných distribučných systémoch nachádza Peltonova turbína uplatnenie pri redukcii tlaku vody zo zdroja, ktorý sa nachádza vo vyššie položených miestach.

Súčasťou vodovodného systému sa stala Peltonova turbína už v roku 1953, kedy bola použitá v elektrárni Mühlau k redukcii tlaku pitnej vody zo zdroja. Technické parametre turbíny sú: spád 445,5 m, maximálny prietok  $1600 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$  a výkon 6 MW. Voda na výstupe z turbíny ďalej tečie do dvoch podzemných nádrží s kapacitou  $26\,400 \text{ m}^3$ , ktoré slúžia k zásobovaniu vody v Innsbrucku. [5]

#### 1.4 Rekuperačné systémy splaškových vôd

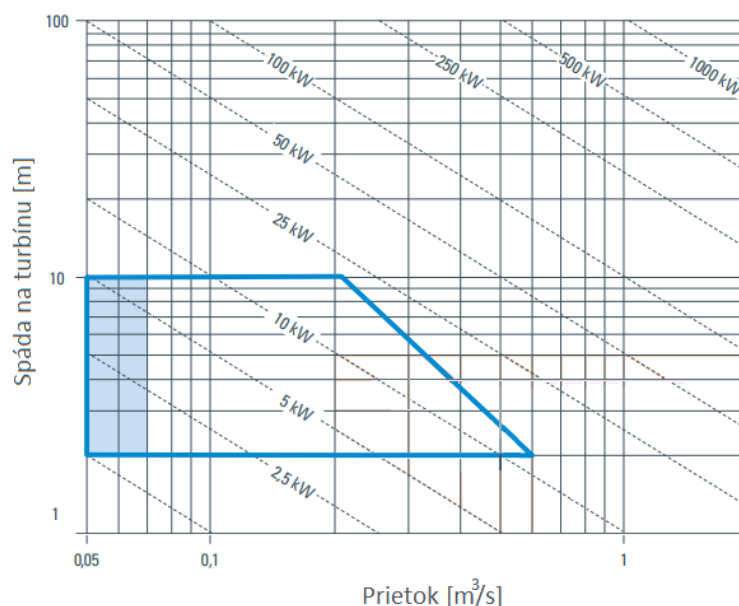
Využívanie odpadných vôd na výrobu elektrickej energie je pomerne nová myšlienka, ale určite nie neopodstatnená. Proces čistenia odpadných vôd je energeticky náročný a využitie potenciálu na čistiarnach odpadových vôd je jednou z možností, ako spotrebu energie znížiť. V prípade čistiarní je potenciál možné nájsť pred alebo za čistiarňou, v závislosti od topologického umiestnenia čistiarne. V prípade umiestnenia turbíny pred čistiarňou je nutné zabezpečiť, aby voda prichádzajúca na vstup turbíny bola zbavená hrubých nečistôt, ktoré by ju mohli poškodiť. [1]

Spoločnosť Pwl Analgetechnik ponúka rekuperačnú jednotku typu axiálnej Kaplanovej turbíny zobrazenej na obrázku 1.3, ktorá bola navrhnutá v spolupráci s nemeckou Univerzitou Kassek. [6] Súčasťou turbíny sú rozvádzacie lopatky statorovej časti, utesnená generátorová časť, kryt turbíny s prírubovou prípravou, ktorá umožňuje umiestnenie turbíny tak, aby bola súčasťou potrubnej trasy. Pracovná oblasť turbíny je v rozpätí prietokov  $0,05$  až  $0,7 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  a spádov  $2 - 10$  metrov. Priame pripojenie turbíny je vždy spojené s obtokovým potrubím tak, aby bol zabezpečený bezproblémový prietok pri prietokoch vyšších ako dovoľuje charakteristika turbíny. Generátor s permanentnými magnetmi je súčasťou turbíny a pomocou frekvenčného meniča dodáva elektrickú energiu do siete. [7]



Obr. 1.3 Axiálna turbína PipeTurbine [7].

Z charakteristiky na obrázku 1.4 je možno vidieť, že pracovná oblasť turbíny operuje vo vyšších prietokoch a nižších spádoch čo odpovedá typu Kaplanovej turbíny.



Obr. 1.4 Pracovná oblasť turbíny PipeTurbine [7].

## 2 Základná terminológia a teória prvkov vodovodnej siete

Označenie hydraulická výška kvapaliny je v mechanike tekutín zaužívaný pojem, ktorý predstavuje priamu úmeru tlakovej, potenciálnej a kinetickej energie nestlačiteľnej kvapaliny k výške ekvivalentného statického stĺpca kvapaliny pri konštantnej hustote a gravitačnej konštante. Tieto energie je možno charakterizovať podľa ideálnej Bernoulliho rovnice ako miera príslušnej energie na jednotku objemu medzi dvoma bodmi 1 a 2.

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.1)$$

V Bernoulliho rovnici pre ideálnu kvapalinu 2.1 vystupujú hydraulické výšky typu: tlaková hydraulická výška  $p/\rho g$ , rýchlostná alebo dynamická hydraulická výška  $v^2/2g$  a hydraulická výška vzťahnutá k referenčnej rovine sledovaných bodov  $z$ . Bernoulliho rovnicu je možné ďalej rozšíriť tak, aby zahŕňala straty alebo prírastky energie vo forme hydraulickej výšky spôsobené vplyvom čerpadla  $h_c$ , turbíny  $h_t$  a trecích strát v systéme  $h_l$ . [8]

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + h_c = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_t + h_l \quad (2.2)$$

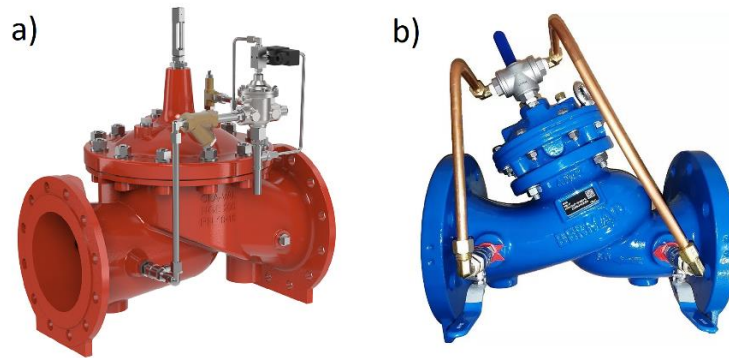
### 2.1 Tlakový redukčný ventil

Hlavnou úlohou vodovodných sietí je doprava pitnej vody k užívateľovi alebo v prípade potreby na hasenie požiaru. Straty vo vodovodných distribučných sieťach sú z 90 % spôsobené únikom vody v dôsledku nadmerného tlaku v potrubí. Regulácia tlaku je nevyhnutnou súčasťou zníženia strát vody v systéme. [9]

Zaužívanou formou distribúcie vody je rozdelenie komplexného vodovodu do menších podsietí s lokálnou reguláciou tlaku pomocou tlakových redukčných ventilov, v angličtine a svetovej literatúre označovaných ako „Pressure Reducing Valve“ (ďalej iba PRV). Ideálne PRV sa vyznačujú skokovou zmenou medzi tlakom pred a za ventilom, v skutočnosti PRV nevykazujú ideálne chovanie, ale pre zjednodušenie výpočtov v programoch ako Epanet 2.2 alebo WANDA sa predpokladá ideálna skoková zmena tlaku. [8]

PRV môžu byť ovládané hydraulicky alebo elektricky tak, aby pracovali v nastavenom tlakovom režime alebo vo variabilných tlakových nastaveniach v závislosti na odbere. Najbežnejšou formou pre redukciu tlaku v lokálnych vodovodných sieťach sú jednokomorové membránové redukčné ventily, ktoré sa skladajú zo zostavy telesa ventilu (kužel, hriadeľ, pohon membrány) a ovládacieho členu pre nastavenie výstupného tlaku. Veľkosti a riadiace prvky redukčných ventilov sa líšia v závislosti od parametrov systému, konštrukčného prevedenia ventilov, špecifikácie materiálov membrán a iných komponentov podľa výrobcu. Kontrastné porovnanie poskytuje obrázok 2.1 s PRV s konštrukčným prevedením pretekania ventilu v smere [8]:

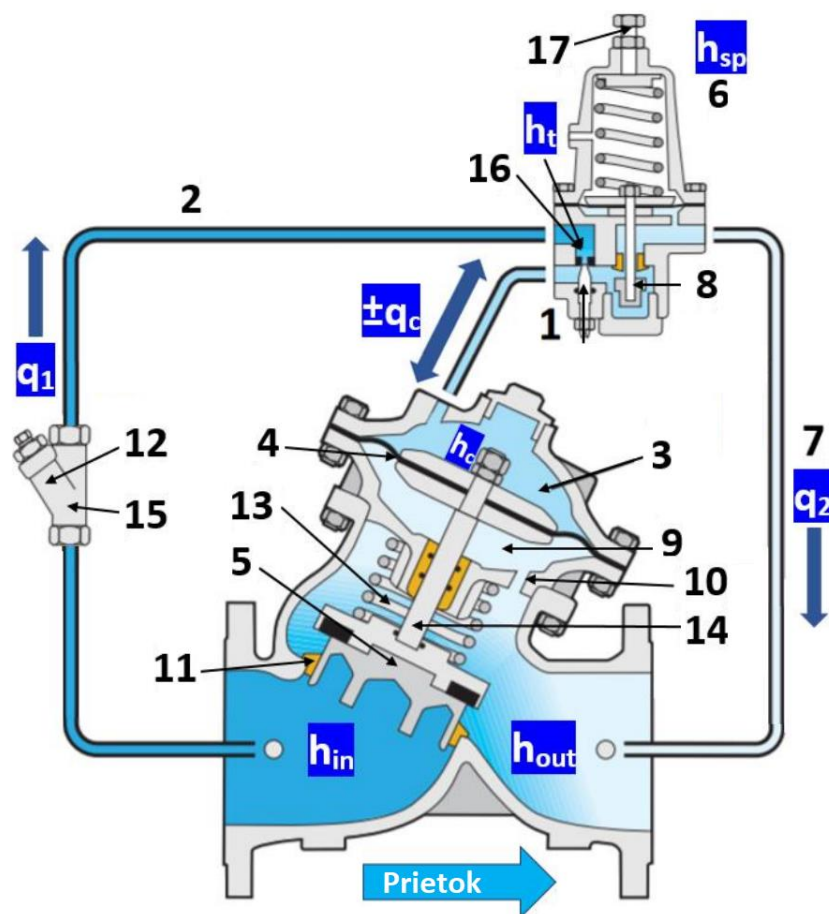
- a) osy-X (štandardné prevedenie),
- b) osy-Y s cieľom optimalizácie prietoku a strát vo ventile.



Obr. 2.1 a) PRV Cla-Val 136E/D-03 [10] b) PRV BERMAD Modelo 720 [11].

### 2.1.1 Popis funkcie tlakového redukčného ventilu

Z hľadiska fungovania je možné prácu redukčného ventilu popísať nasledovne: voda pritekajúca na vstup pod tlakom  $h_{in}$  je nepretržite prepúšťaná zo vstupu cez pilotné potrubie (2), pevnú clonu (15) a ihlový ventil (1) do hornej regulačnej komory (3). Táto komora pozostáva z membrány (4), ktorá pôsobí ako snímací prvok zabezpečujúci prítlak hlavného ventilu (5) v závislosti na tlaku v komore  $h_c$  tak, aby prítlak hlavného ventilu (5) vyvolil škrtiaci efekt pre dosiahnutie požadovaného tlaku za ventilom  $h_{sp}$ . Požadovaná hodnota tlaku sa nastavuje manipulačnou skrutkou (17) riadiaceho prvku – pilota (6). Toto nastavenie umožňuje pilotnému ventilu (8) škrtiť v súlade s nastavenou hodnotou a je primárnym ovládacím prvkom, ktorý reaguje na zmenu tlakov  $h_{in}$  a  $h_{out}$  a tým moduluje hlavný ventilový systém (14). [8]



Obr. 2.2 Rez tlakovým redukčným ventilom - podľa [8].



Ak sa tlak na vstupe zvýši nad nastavenú hodnotu tlaku, teda  $h_{in} > h_{sp}$ , pilotný ventil škrtí kvapalinu len na požadovanú hodnotu, to má za následok akumuláciu tlaku v hornej regulačnej komore, ktorá pohybom membrány privrie hlavný ventil a obmedzí tlak na výstupe na hodnotu  $h_{out} = h_{sp}$ . Naopak ak hodnota tlaku na výstupe klesne pod nastavenú hodnotu tlaku  $h_{out} < h_{sp}$ , cez pilotný ventil sa uvoľní tlak a prepustí kvapalinu cez pilotné potrubie (7) z hornej regulačnej komory na výstup z PRV, poklesom tlaku v hornej akumuláčnej komore sa moduluje otvorenie hlavného ventilu a nastavenie  $h_{out} \approx h_{sp}$ . [8]

Rozdiel tlakov na vstupe a výstupe z PRV v rovnici 2.3 je označovaný ako tlakový diferenciál, tento rozdiel tlakov je možné vyjadriť podľa rovnice 2.4 ako stratovú hydraulickú výšku.

$$\Delta P_{PRV} = P_{in} - P_{out} \quad (2.3)$$

Tlakový diferenciál je hlavnou hnacou zložkou, ktorá zabezpečuje správny chod PRV. Pokiaľ je tlaková diferencia nulová neexistuje ani hnacia sila pre uvedenie ventilu do činnosti a PRV ostáva otvorený. K tomu, aby bolo možné tlakový redukčný prevádzkovať, existuje podmienka tlakového diferenciálu daná rovnicou 2.4, kedy nesmie byť ani jedna z hydraulických výšok  $h_{in}$  a  $h_{out}$  nulová a zároveň nižšia ako menovitá zvolená tlaková výška  $h_{sp}$ . Ak je PRV prevádzkovaný v týchto medziach, potom je ventil správne uvedený do činnosti a redukuje tlak v sieti.

$$\Delta h_{L,PRV} = \frac{\Delta P_{PRV}}{\rho g} = h_{in} - h_{out} \quad ; \Delta h_{PRV} \in (0, \Delta h_{PRV,MAX}) \quad (2.4)$$

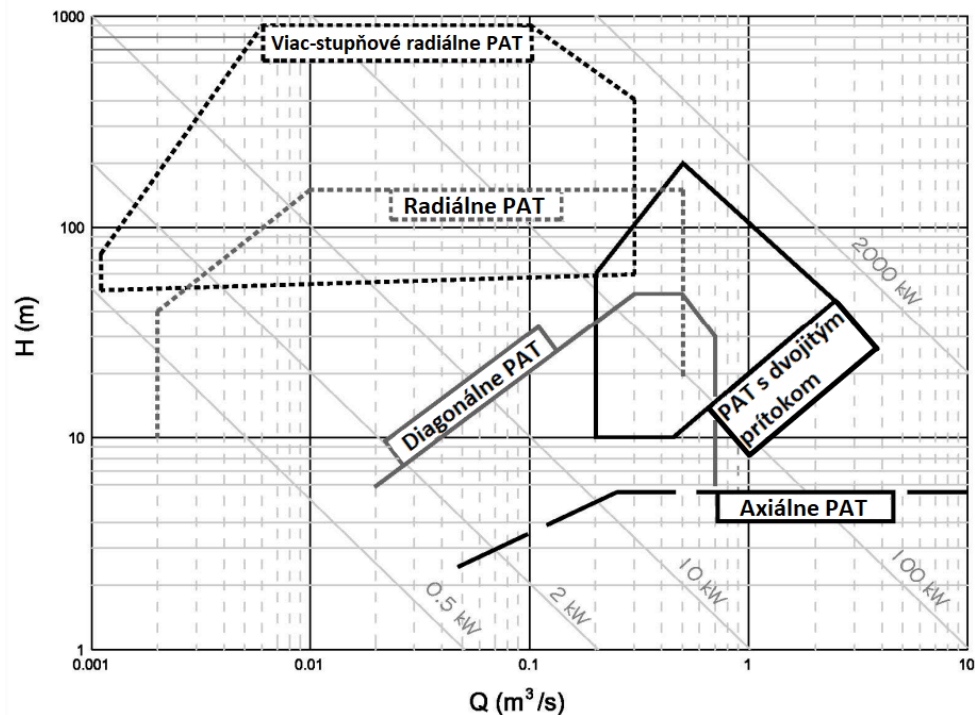
Väčšina systémov je ovládaná hydraulicky prostredníctvom pilotného riadiaceho členu na rozdiel od elektronicky riadených PRV, ktorých hlavná nevýhoda je v potrebe napájania elektrickou energiou.

## 2.2 Čerpadlo v turbínovom režime - „Pump as Turbine“ (PAT)

Čerpadlá a turbíny sú lopatkové stroje, ktoré pracujú podľa Eulerovej rovnice a prenášajú energiu z kvapaliny na rotor alebo z rotora na kvapalinu. To umožňuje využitie PAT k rekuperácii energie, ktorá je v mnohých oblastiach prenášaná do strát. [12] Prevádzka čerpadla v turbínovom režime je z veľkej časti podobná prevádzke turbíny. To so sebou nesie výhodu nižšej náchylnosti zariadenia ku kavitácii oproti čerpadlu v štandardnom čerpacom režime, pri ktorom je nutné dohliadnuť na podtlak v sacej oblasti. Na druhej strane čerpadlo so svojim obežným kolesom s dlhými lopatkovými kanálmi nie je primárne konštruované na chod v opačnom smere a tým spôsobuje väčšie straty trením. To je jedným z dôvodov prečo PAT dosahuje nižšej účinnosti ako dobre navrhnutá turbína. [13] Vo väčšine prípadov je ale možné dosiahnuť porovnateľnú účinnosť v turbínovom režime ako v režime čerpadlovom. V momente, keď je pracovný bod PAT v blízkosti pracovného optima, je chod zariadenia bez vibrácií, hluku a s nízkym opotrebením súčiastok. [12]

Na trhu sa nachádza veľké množstvo konštrukčných typov čerpadiel. Použitie PAT sa väčšinou realizuje pre lokality s čistou vodou. [13] Podľa R. Lueneburga [14] a R. Nelsona [14] a ďalších je možné využiť všetky odstredivé čerpadla v reverznom režime ako turbínu, od nízkych po vysoké špecifické otáčky, jednostupňové aj viacstupňové, s horizontálnym alebo vertikálnym uložením typu IN-LINE alebo s dvojitém saním. Niektoré typy nemožno uplatniť v praxi z dôvodu prevádzkových vlastností alebo konštrukčného vyhotovenia. [14] Na týchto miestach sa najčastejšie používa radiálne odstredivé čerpadlo, ktoré sa overilo ako efektívne a spoľahlivé. [13] Jedná sa o typ čerpadla, ktoré je vyrábané vo veľkých sériách a rôznych

výkonových prevedeniach. [15] Vďaka jednoduchej robustnej konštrukcii a relatívne nízkej cene toto čerpadlo dokonale zapadá do nízkonákladovej filozofie PAT. [13]



Obr. 2.3 Pracovné oblasti konštrukčných typov PAT - podľa [3].

### 2.2.1 Špecifické otáčky hydraulického stroja

K základnému deleniu hydraulických strojov ako sú čerpadlá alebo turbíny slúžia špecifické otáčky. Špecifické otáčky turbíny sú definované ako otáčky, kedy pri spádu 1 m dodá turbína výkon 1 kW. [16] V závislosti od publikácií je možné sa stretnúť z rôznymi variantami vzorcov vyjadrujúcich špecifické otáčky. Odlišnosť vzniká na základe jednotiek, v ktorých boli odvodené. V prípade čerpania informácií je dôležité pracovať s vhodnými špecifickými otáčkami podľa autora.

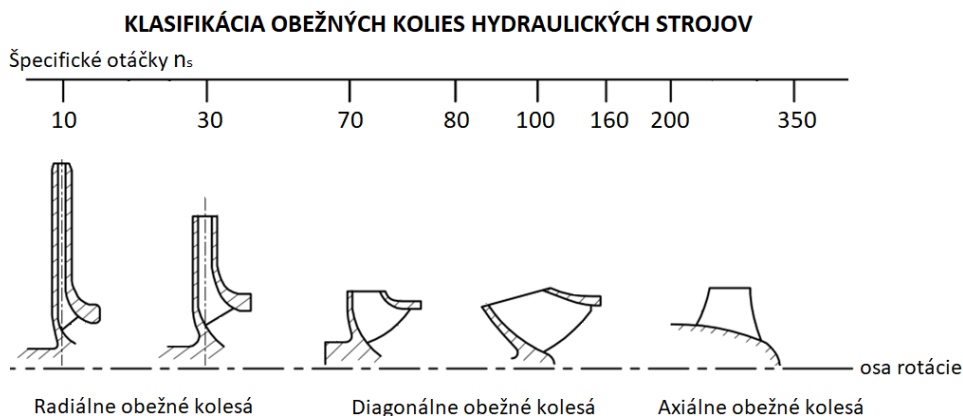
Špecifické otáčky slúžia pri výbere vhodného stroja. Na obrázku 2.4 je možné vidieť geometrickú zmenu meridiálneho rezu tvaru lopatky v závislosti na špecifických otáčkach. [13]

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.5)$$

Kde  $n$  = nominálne otáčky stroja [ $\text{min}^{-1}$ ],  $H$  = spád na turbínu [m],  $Q$  = menovitý prietok [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Rozdelenie typov hydraulických strojov ako čerpadlá a turbíny na základe špecifických otáčok:

- radiálne odstredivé čerpadlo    ▶ nízke špecifické otáčky     $n_s = 10 \div 50$
- diagonálne čerpadlo            ▶ stredné špecifické otáčky     $n_s = 50 \div 150$
- axiálne čerpadlo                ▶ vysoké špecifické otáčky     $n_s = 135 \div 320$



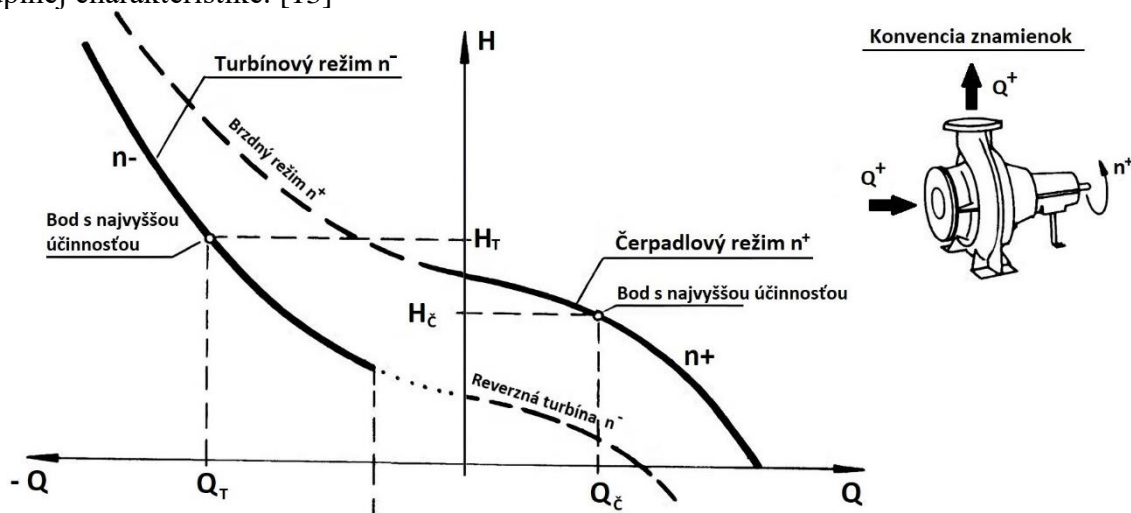
Obr. 2.4 Tvar lopatiek v závislosti na špecifických otáčkach - podľa [17].

Všeobecne možno povedať, že axiálne čerpadlá sú využívané v oblastiach s vysokým prietokom a s pomerne nízkou dopravnou výškou 1 až 15 m. Čerpadlá s diagonálnym obežným kolesom dosahujú strednej dopravnej výšky 6 až 30 m a pracujú vo veľkom rozsahu prietokov. Radiálne odstredivé čerpadlá v závislosti na parametroch dosahujú nízkej až vysokej dopravnej výšky s nižšími prietokmi. Ich veľkou výhodou je možnosť umiestnenia nad hladinou tak, aby sacie hrdlo bolo ponorené pod hladinou.

Pracovnú oblasť je možné rozšíriť použitím viacerých obežných kolies umiestnených sériovo za sebou v jednom bloku čerpadla, pričom každé obežné koleso dodáva kvapaline mernú energiu a tým zvyšuje dopravnú výšku. [13]

## 2.2.2 Charakteristika hydraulického stroja

Charakteristiku čerpadla alebo turbíny je možné zobraziť v rôznych závislostiach na výkonových parametroch čerpadla. Najčastejšie je zobrazená v závislosti na prietoku a dopravnej výške alebo vo výške označovanej ako spád na turbínu. V prípade, že jeden graf charakteristiky zahŕňa čerpadlové, turbínové a brzdné režimy hydraulického stroja, hovoríme o úplnej charakteristike. [13]



Obr. 2.5 Čerpadlová a turbínová charakteristika hydraulického stroja - podľa [13].

Úplná charakteristika odstredivého čerpadla zobrazuje všetky pracovné režimy v ktorých čerpadlo môže pracovať. Klasifikácia týchto stavov vychádza z parametrov čerpadla: otáčok  $n$ , prietoku  $Q$ , výšky  $H$  a momentu  $M$ . [18] Na základe teórie je možné predpokladať ktorýkoľvek zo šestnástich pracovných režimov. V praxi sa stretávame s ôsmimi z nich. Dochádza k nim pri

prechodových javoch alebo abnormálnych prevádzkových podmienkach. Kladné hodnoty týchto parametrov sa vzťahujú k normálnemu čerpaciemu režimu. Záporné hodnoty platia pre opačný zmysel parametrov. Zároveň je nutné si uvedomiť, že znamienko momentu  $M$  na hriadeľi je dané na základe znamienok pre parametre otáčok  $n$  a výkonu  $P$ . [18]

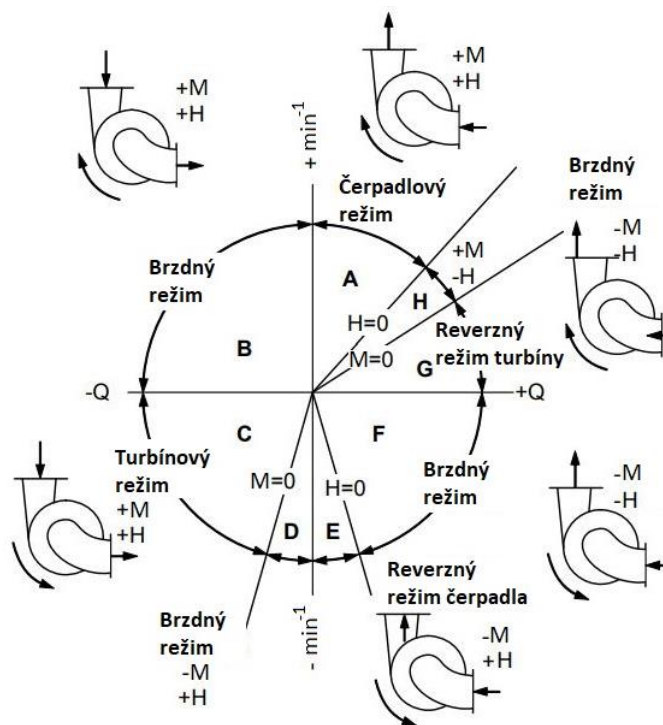
$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \text{ [W]} \quad (2.6)$$

Kde hustota  $\rho$  a gravitačná konštanta  $g$  sú konštanty. Potom moment na hriadeľi nadobúda kladnej alebo zápornej hodnoty podľa:

$$\begin{aligned} +M &\sim \frac{+P}{+n} & +M &\sim \frac{-P}{-n} \\ -M &\sim \frac{-P}{+n} & -M &\sim \frac{+P}{-n} \end{aligned}$$

Odstredivé čerpadlo ako hydraulické zariadenie pracuje v stave parametrov  $(+n, +Q, +H, +M)$ , v prípade že otáčky a prietok sú v zápornom smere teda  $(-n, -Q, +H, +M)$  tento pracovný režim sa označuje ako turbínový. [19] Predpokladá sa, že čerpadlo môže pracovať v turbínovom režime bez toho, aby bolo nutné konštrukčnej zmeny obežného kolesa alebo inej časti čerpadla, tento predpoklad závisí na výrobcovi čerpadla. [12]

Turbínový režim je na obrázku 2.6 označený oblasťou C. Jedná sa tak o štandardný operačný režim čerpadla v turbínovom režime. Nachádza sa medzi brzdným režimom B1 a priebežnými turbínovými otáčkami kedy je moment na hriadeľi  $M = 0$ . V prípade príliš nízkeho prietoku sa turbína môže dostať do oblasti nadpriebežných otáčok, kde je na rotor vnášaný záporný moment k tomu, aby spracoval prietok. Turbína pracuje ako brzda a marí energiu. Na obrázku 2.6 je označený  $M$  ako krútiaci moment na hriadeľi a  $H$  ako dopravná výška. [19]



Obr. 2.6 Úplná charakteristika hydraulického stroja - podľa [19].

Úplná charakteristika čerpadla na obrázku 2.6 ukazuje, akým spôsobom sa od seba líšia jednotlivé prevádzkové režimy. Zobrazuje dva čerpadlové režimy, normálny režim čerpadla v prvom kvadrante, kde je čerpadlo bežne prevádzkované a reverzne pretekaný čerpadlový režim v štvrtom kvadrante. Obdobne ako čerpadlový má aj turbínový režim dve oblasti prevádzky, normálny turbínový režim v treťom kvadrante a reverzne pretekaný turbínový režim v prvom kvadrante. Každý z týchto režimov je oddelený od seba zónou, v ktorej sa nevykonáva žiadna užitočná práca a energia je prenášaná do strát. [20]

### 2.2.3 Teória fungovania hydraulického stroja

Pomocou Eulerovej rovnice pre ideálnu kvapalinu je možné graficky zobrazit' ideálne charakteristiky pre čerpadlo a turbínu. Za ideálnych podmienok je potom prietok a merná energia vo forme výšky zhodná pre čerpadlový a turbínový režim. U reálnych kvapalín je nutné brať do úvahy straty zapríčinené geometriou a hydraulické straty skutočnej kvapaliny. [13]

Eulerova čerpadlová rovnica vyjadruje rozdiel energií na vstupe a výstupe z čerpadla. Je popísaná zmenou absolútnej rýchlosti  $c$ , stratou trením skutočnej kvapaliny a stratou vyvedenou geometrickým tvarom obežného kolesa. Absolútna rýchlosť  $c$  je zložená z relatívnej rýchlosti  $v$  a unášajúcej rýchlosti  $u$ .

$$Y_{\check{c}} = Y_{\check{c},id} - Y_{Z,1-2} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} - Y_{Z,1-2} \quad (2.7)$$

$$Y_{\check{c},id} = \frac{Y_{\check{c}}}{\eta_{h\check{c}}} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.8)$$

Kde  $Y_{\check{c}}$  je skutočná merná energia čerpadla [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],  $Y_{\check{c},id}$  je ideálna merná energia čerpadla bez strát,  $Y_{Z,1-2}$  je celková strata hydrauliky [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] a  $\eta_{h\check{c}}$  je účinnosť čerpadla [-].

Výkon čerpadla:

$$P = Q_m \cdot Y_{\check{c}} = Q \cdot \rho \cdot Y_{\check{c}} \quad (2.9)$$

kde  $P$  je výkon čerpadla [W],  $Q_m$  je hmotnostný prietok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Eulerova turbínová rovnica má obdobný tvar ako čerpadlová s rozdielom opačného znamienka strát. Je popísaná rozdielom mernej energie kvapaliny na vstupe do obežného kolesa a výstupom z obežného kolesa.

$$Y_T = Y_{T,id} + Y_{Z,1-2} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} + Y_{Z,1-2} \quad (2.10)$$

$$Y_{T,id} = Y_T \cdot \eta_{hT} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.11)$$

Kde  $Y_T$  je skutočná merná energia turbíny [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],  $Y_{T,id}$  je ideálna merná energia turbíny bez strát,  $Y_{Z,1-2}$  je celková strata hydrauliky [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ] a  $\eta_{hT}$  je účinnosť turbíny [-].

Výkon turbíny:

$$P = Q_m \cdot Y_T = Q \cdot \rho \cdot Y_T \quad (2.12)$$

kde  $P$  je výkon turbíny [W],  $Q_m$  je hmotnostný prietok [ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ].

Energiu získanú turbínou je možné vypočítať ako plošný integrál výkonu v časovom intervale  $t$  [s] podľa vzťahu:

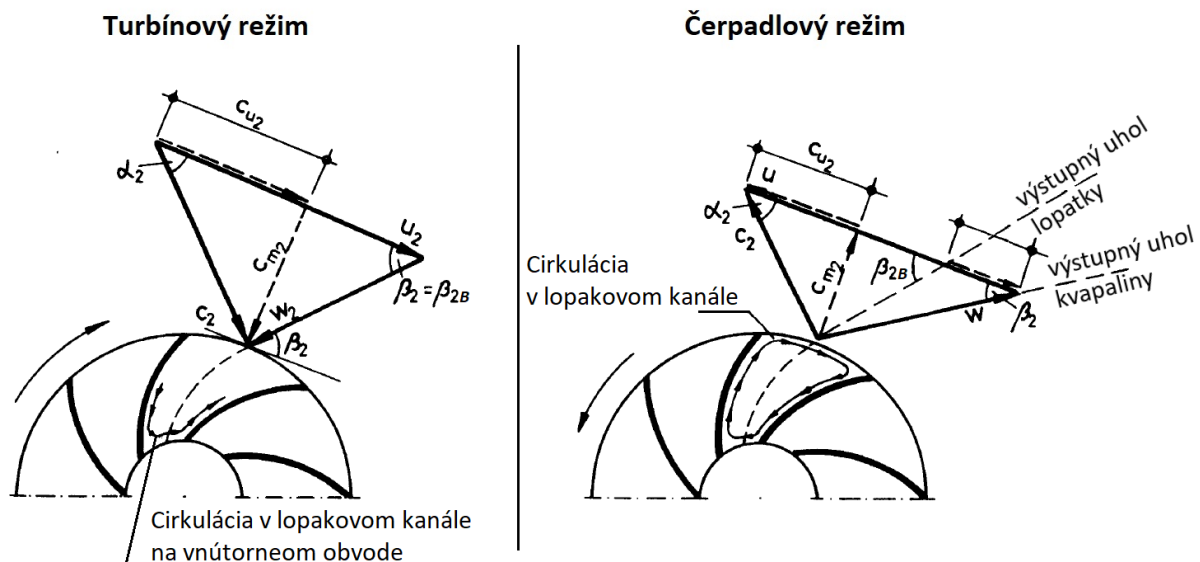
$$E = \int_{t_0}^t P dt \quad (2.13)$$

#### 2.2.4 Straty vplyvom geometrie

Ideálny pracovný bod čerpadla je dosiahnutý za predpokladu, že prietok na vstupe je nevírivý. Zároveň je nutné si uvedomiť, že dopravná výška čerpadla je závislá na vektore výstupnej rýchlosti, ktorého rozhodujúcim faktorom je výstupný uhol  $\beta_2$ .

Teoretický výkon čerpadla je popísaný na základe Eulerovej rovnice s predpokladom nekonečného počtu lopatiek. V skutočnosti je prúdenie kvapaliny cez obežné koleso realizované pri konečnom počte lopatiek, ktoré zapríčiňuje sekundárne prúdenie v lopatkovom kanále. Jedná sa o defektné prúdenie spôsobujúce cirkulačné straty. Cirkulácia v lopatkovom kanále má vplyv na odklonenie relatívnej výstupnej rýchlosti  $w_2$ , ktorou opúšťa voda obežné koleso pod uhlom  $\beta_2$  a nie pod uhlom lopatky  $\beta_{2B}$ . To má za dôsledok zníženie dopravnej výšky čerpadla. [13]

V turbínovom pracovnom režime je výkon čerpadla podobne ako v čerpadlovom režime daný Eulerovou rovnicou. V tomto prípade má na výkon turbíny väčší vplyv vstupný rýchlostný trojuholník s radiacim parametrom, ktorým je uhol absolútnej rýchlosti  $\alpha_2$  daný geometriou špirály. Straty v tomto prípade vznikajú na vnútornom obvode obežného kolesa, teda výtlačku s menším priemerom a sú zanedbateľné. Vďaka tomu merná energia vo forme výšky a prietok v optimálnom bode s najvyššou účinnosťou dosahuje vyšších hodnôt ako v čerpadlovom režime. [13]



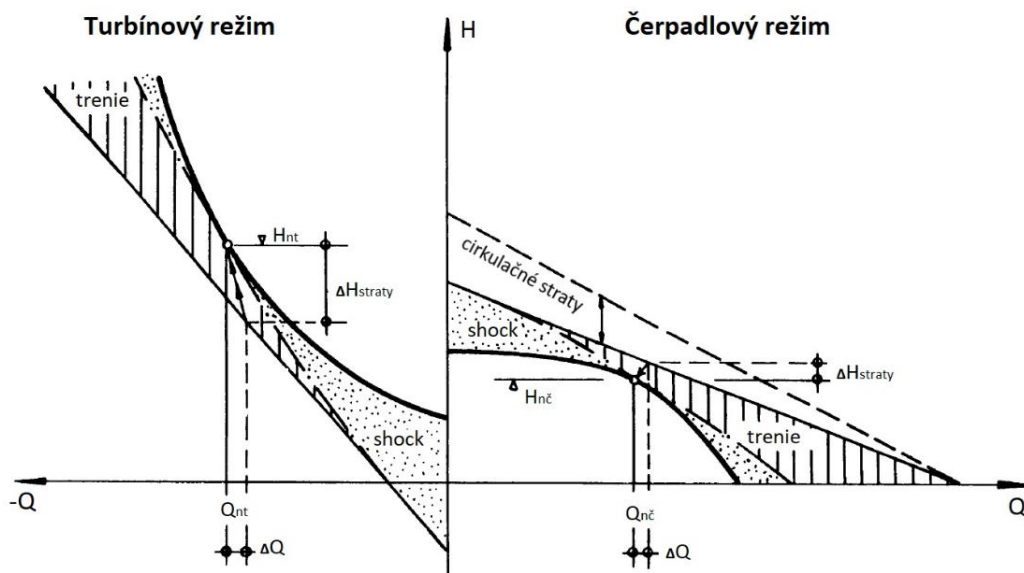
Obr. 2.7 Straty vplyvom geometrie obežného kolesa upravená - podľa [13].

#### 2.2.5 Hydraulické straty

Pri prechode kvapaliny obežným kolesom dochádza k stratám trením a k stratám vírovým rozptylom, ktoré sú spôsobené nerovnomerným rozložením prúdenia v kanáloch obežného kolesa a špirály, nazývané sú tiež ako „shock“. V dôsledku týchto strát nie je dosiahnuté ideálneho prenosu energie z rotujúceho obežného kolesa do kvapaliny ako vyjadruje Eulerova rovnica. Skutočná merná energia dodávaná čerpadlom je teda nižšia ako za ideálnych podmienok. Tento pokles vyjadruje účinnosť hydraulického stroja. V turbínovom režime pri

opačnom prenose energie je nutné zvýšiť tlak na vstupe do turbíny za cieľom prevádzky PAT v optimálnom režime. [13]

Ďalšie hydraulické straty vznikajú v čerpadle v dôsledku spätného prúdenia kvapaliny z vysokotlakovej strany na nízkotlakovú, čím sa znižuje celkový prietok čerpadlom. K obdobným stratám dochádza aj pri práci PAT, tieto straty vyjadruje objemová účinnosť. [13]



Obr. 2.8 Straty v turbínovom a čerpadlovom režime - podľa [13].

Dostupnosť čerpadiel vo veľkej škále pracovných parametrov a ich nižšia cena oproti špeciálnym turbínam z nich robí atraktívnu a realizovateľnú technológiu pre získavanie energie nevyužitého hydraulického potenciálu v systémoch. V porovnaní s turbínami konvenčného typu ako napríklad Francisova turbína majú PAT nedostatok v podobe nízkej účinnosti pri výkyvoch prietoku. Výhody a nevýhody systémov PAT a konvenčne používaných PRV sú zobrazené v tabuľke 2.1. [21]

Tab. 2.1 Porovnanie výhod a nevýhod konvenčných turbín s PAT.

Typ turbíny	Výhody	Nevýhody
Konvenčná turbína	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rozsiahla dokumentácia</li> <li>• Vysoká účinnosť</li> <li>• Široký prevádzkový rozsah</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vysoká cena</li> <li>• Limitovaný počet dodávateľov</li> <li>• Komplexný návrh na mieru</li> </ul>
Čerpalo v turbínovom režime (PAT)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nižšia cena</li> <li>• Široká dostupnosť modelových rád</li> <li>• Štandardizované rozmery</li> <li>• Jednoduchá konštrukcia</li> <li>• Rýchla dostupnosť</li> <li>• Jednoduchá údržba a servis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nedostačujúca dokumentácia</li> <li>• Nižšia účinnosť</li> <li>• Absencia regulácie prietoku</li> </ul>

V prípade použitia čerpadla v turbínovom režime pre rekuperáciu energie a ako riadiacu jednotku tlakového manažmentu siete je nutné si uvedomiť výhody a nevýhody, ktoré s týmto krokom vnášame do systému. Neoddeliteľnou súčasťou je v takomto prípade aj riešenie dodávky vody pri servisnej alebo poruchovej odstávke čerpadla, kedy je tento stav riešený dodávkou cez paralelnú vetvu. Výhody a nevýhody tlakového manažmentu zobrazuje tabuľka 2.2.

Tab. 2.2 Výhody a nevýhod metód tlakového manažmentu sietí [22].

Metóda	Výhody	Nevýhody
Tlakový redukčný ventil (PRV)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Nízka obstarávacia cena</li> <li>• Prevencia pred poruchami siete</li> <li>• Priame riadenie výstupného tlaku</li> <li>• Jednoduchá konštrukcia a obsluha</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Marenie energetického potenciálu</li> </ul>
Čerpalo v turbínovom režime (PAT)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Získava energiu zo siete</li> <li>• Prevencia pred poruchami siete</li> <li>• Riadenie tlaku na výstupe z PAT</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vyššia počiatková investícia</li> <li>• Komplexný a relatívne zložitý návrh riadenia</li> <li>• Potreba montáže PRV k regulácií prebytočného tlaku a pri odstávke PAT</li> </ul>



### 3 Hydraulická analýza

Cieľom hydraulikkej analýzy je získavanie informácií o tlakových a prietokových pomeroch v sieti. Hlavným dôvodom analýzy je znalosť systému umožňujúca riadenie, prevádzkovanie, rekonštrukcie a projektovanie nových potrubných sietí nadväzujúcich na súčasné.

Priame meranie distribučnej siete vodovodu pre zistenie prietokových a tlakových pomerov je v konkrétnych miestach siete náročné z hľadiska technického prevedenia ako aj ekonomického hľadiska. Z týchto dôvodov sa pre získavanie informácií o tlakových a prietokových pomeroch v sieti využívajú matematické modely, ktoré sú verifikované a kalibrované podľa meraní na skutočnej sieti v niekoľkých bodoch. Tento spôsob má o niečo nižšiu presnosť ako priame meranie ale poskytuje nám informácie v rozsahu celej siete. [23]

Kvázi-dynamická analýza potrubných tlakových sietí rieši postupnosť statických analýz pre určitý časový interval, pričom k zmene okrajových podmienok ako odbery, výšky hladín a iných fyzikálnych veličín dochádza na hranici jednotlivých časových intervalov. Časový úsek analýzy je z pravidla dlhší (deň, týždeň) a časové kroky intervalov majú rovnakú dĺžku (napr. hodina). [23]

#### 3.1 Dáta hydraulickej analýzy

Pre realizovanie hydraulickej analýzy je nutné získať topologické a hydraulické dáta modelovanej hydraulickej siete. Zároveň je nutné mať údaje o odberoch a zdrojoch vody v systéme, prevádzkových režimoch čerpadiel a ďalšie informácie, ktoré určujú okrajové podmienky systému. [23]

Dáta pre vytvorenie modelu [23]:

- topológia systému – údaje smerové, dĺžkové, výškové, polohové,
- základné fyzikálne parametre siete – priemer, materiál, hydraulické drsnosti potrubí,
- údaje o objektoch vodovodnej siete – čerpadlá, vodojeme, regulačné ventily, uzávery a ďalšie,
- hodnoty odberov a vtokov siete.

Dáta pre kalibráciu modelu [23]:

- hydraulické údaje o konkrétnych bodoch systému – prietoky, tlaky,
- hodnoty odberov a vtokov do siete.

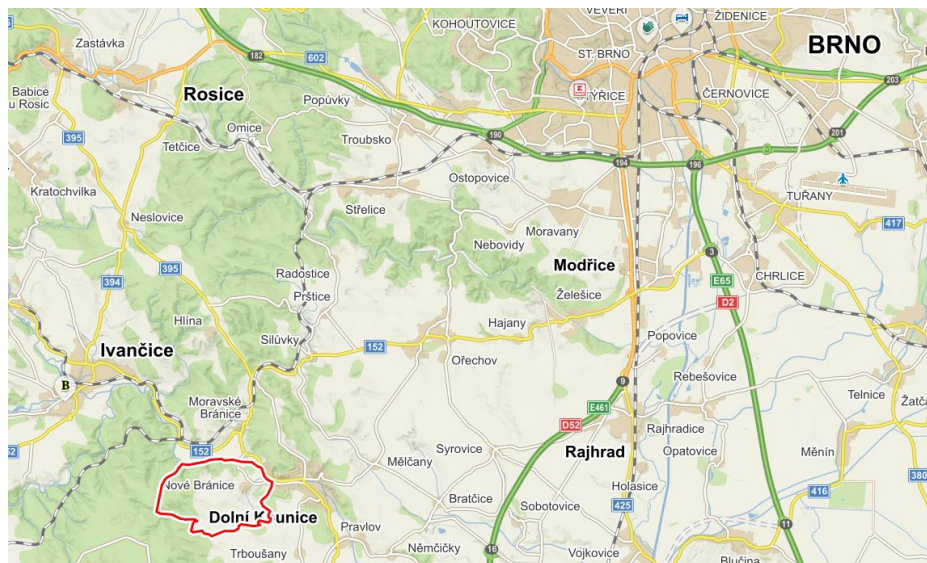
Zadávanie odberov v mestských potrubných systémoch vzhľadom na množstvo odberných miest nie je možné zadávať jednotlivé odberné prípojky pre domácnosti osobitne. Je nutné ich zlúčiť v rámci potrubného úseku do spoločných uzlov, často do krajných bodov potrubí. Ako samostatné odberné jednoty sa zadávajú len priemyselné objekty a väčšie zariadenia občianskej a technickej vybavenosti. [23] Konkrétne stanovenie odberov pre vybranú lokalitu je bližšie popísané v kapitole 7.1.1. V praxi sa pre rozdelenie odberov v mestských častiach používa rozdelenie pomocou schematizácie, kedy je celková spotreba prerozdelená do stanovených odberných úsekov. Najčastejšie sú používané nasledujúce metódy.

- Metóda redukovaných dĺžok – pri tejto metóde sa každému potrubnému úseku priradí na základe hustoty zástavby redukčný súčiniteľ a pre každý úsek medzi uzlami je vypočítaný redukovaný dĺžkový úsek.

- Metóda dvoch súčiniteľov - táto metóda je využívaná k prerozdeleniu odberov s podrobnou dokumentáciou a presnosťou odberov. Každému odbernému miestu je možné potom priradiť dvoch súčiniteľov, ktorý vyjadrujú počet zásobovaných bytových jednotiek, plochu zástavby a špecifickú spotrebu na jednotku pre daný koeficient. [23]

### 3.2 Hydraulická analýza lokality Nové Bránice

Nové Bránice je obec v okrese Brno-venkov v Juhomoravskom kraji, situovaná na Bobravské vrchovine na brehu rieky Jihlava, ktorá preteká severným údolím. Obec je prepojená mostom s obcou Moravské Bránice. Rozloha obce je 623 ha. Obec sa nachádza v rozmedzí nadmorskej výšky 195 až 220 m n. m. V obci žije 746 obyvateľov. [24] [25]



Obr. 3.1 Mapa označujúca obec Nové Bránice [26].

#### 3.2.1 Popis súčasného zásobovania pitnou vodou

Obec Nové Bránice má verejný vodovod pod vlastníctvom Svazu vodovodů a kanalizací Ivančice, prevádzkovanú spoločnosťou VAS, a. s. [24]

Obec je zásobovaná pitnou vodou zo skupinového vodovodu Ivančice – Rosice. Z čerpacej stanice odberných útvarov je voda čerpaná do sústavy vodojemov Moravské Bránice – Ivančice – Padochov. Voda je do vodojemu Moravské Bránice s objemom 400 m<sup>3</sup> a maximálnou výškou hladiny 268,8 m n. m. privádzaná výtlačným radom DN200. Z vodojemu je obec gravitačne zásobovaná rovnakým výtlačným radom DN200 zahŕňajúcim T-kus potrubia, ktorý privádza vodu potrubím DN160 do revíznej šachty. Revízna šachta je vybavená redukčným ventilom CLA-VAL NG1E-90-01, ktorý redukuje vysoký vstupný tlak na požadovaný konštantný tlak bez ohľadu na zmenu prietoku alebo vstupného tlaku pre tlakové pásmo obce Nové Bránice. [24]

#### 3.2.2 Meranie vstupných dáta pre štatistickú analýzu

K tomu aby bolo možné štatisticky spracovať dáta systému, ktoré následne slúžia k návrhu rekuperačnej jednotky a tvorbe matematického modelu siete, bolo vyhotovené meranie vodovodu v revíznej šachte na vstupe do obce Nové Bránice. Meranie bolo vyhotovené paralelne s kontinuálnym meraním prevádzkovateľa vodovodu VAS a. s., ktorý nám poskytol dáta v rozmedzí 31.7.2021 až 30.7.2022. Meranie univerzity VUT pod záštitou odboru Fluidné inžinierstvo prebiehalo v dátume od 23.11. 2022 do 1.12.2022 a pozostávalo z meracej techniky z tabuľky 3.1 a tabuľky 3.2.

Tab. 3.1 Meracia technika.

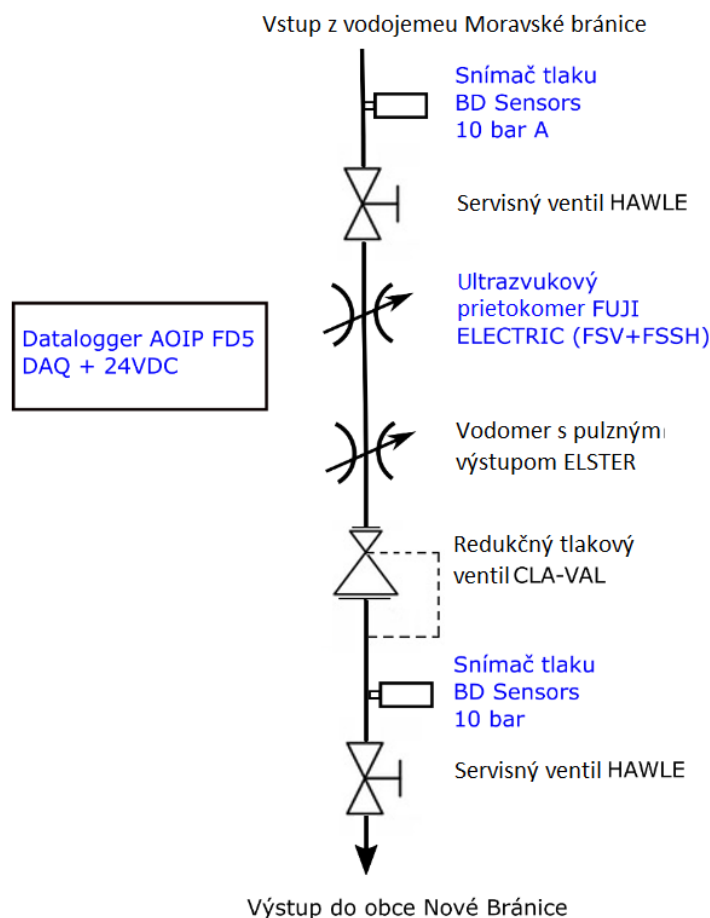
Merací prístroj	Model	Typ	Rozsah	Výstupný signál	Trieda presnosti
2x Absolútny snímač tlaku	BD Sensors	DMP331	0 - 10 bar	0 – 20 mA	0,25
Ultrazvukový prietokomer	FUJI ELECTRIC	–	50 – 400 mm	0 – 20 mA	1

K zaznamenaniu meraných dát bola použitá dátová zbernica AOIP FD5, ktorá monitoruje a zaznamenáva analógový alebo digitálny signál zo snímačov fyzikálnych a elektrických hodnôt. Vzorkovacia frekvencia môže byť až 470 Hz a dokáže synchronne zaznamenávať z piatich vstupných kanálov. [27] Pre nami realizované meranie bola vzorkovacia frekvencia pre všetky vstupné kanály zvolená 1 Hz.

Tab. 3.2 Dátová zbernica.

Merací prístroj	Model	Typ	Vzorkovacia frekvencia	Interná/Externá pamäť
Datalogger	AOIP	FD5	470 Hz	4/64 GB

Príloha 1. obsahuje fotodokumentáciu revíznej šachty s nainštalovaným meraním. Meracia technika bola zapojená podľa nasledujúcej schémy:



Obr. 3.2 Schéma zapojenia meracej techniky.

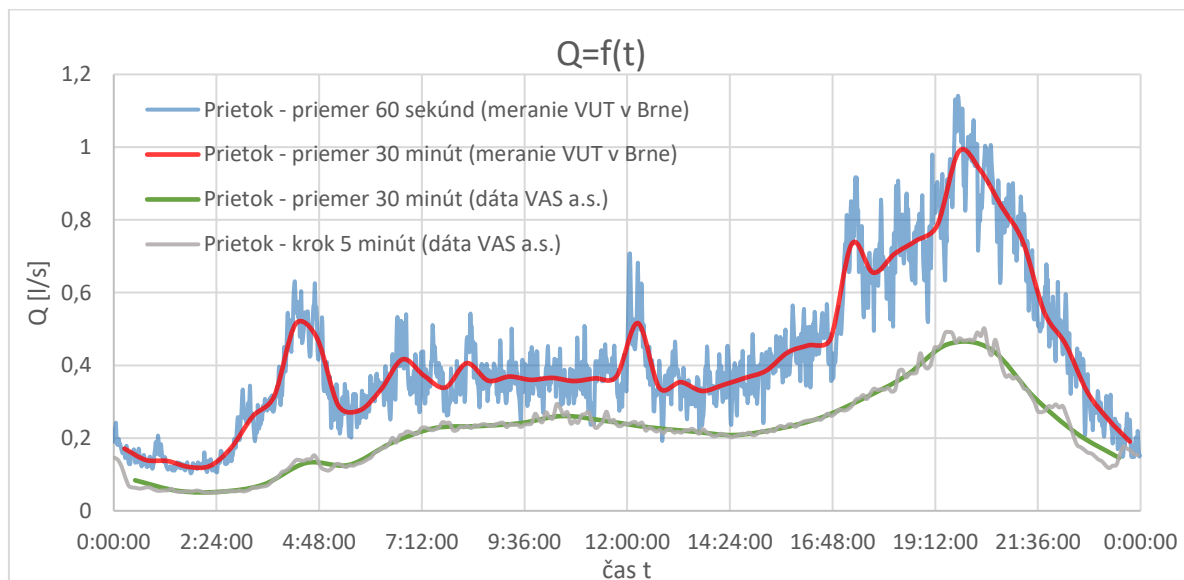
### 3.3 Štatistická analýza vstupných dát

Vytvorenie modelu pozostávalo zo spracovania vstupných dát a vytvorenia topologickej schémy siete v programe Epanet 2.2. Spracovanie vstupných dát pozostávalo z roztriedenia kontinuálne meraných tlakov a prietokov za ročné obdobie do jednotlivých dní. Merania vyhotovené VAS a. s. bolo vzorkované každých 5 minút v období 365 dní, veľkosť dátového objemu bola 104 665 vzoriek. Meranie inštalované VUT v Brne pre získanie experimentálnych dát bolo inštalované ako kontrolné meranie v období 23.11.2022 až 1.12.2022. Vzorkovanie a zápis meraných veličín sa realizoval každú sekundu, za merané obdobie bolo zaznamenaných 682 725 vzoriek. Meranie zabezpečené univerzitou má charakter kvalitnejšieho súbor dát z jemnejšou vzorkovacou frekvenciou a periodicitou kroku bez chybového záznamu v celom rozsahu.

Výhodou dát nameraných VAS a. s. je rozsah, ktorý umožňuje porovnanie odberu vody v letnom a zimnom období, nevýhodou je charakter po častiach nerovnomerného vzorkovania. Nerovnomernosť zapisovaných hodnôt spôsobila, že priemerná vzorka dňa je 288 hodnôt, ale rozptyl vzoriek v niektorých dňoch bol v rozmedzí 247 až 300 vzoriek. Táto nepresnosť spôsobila časovú náročnosť spracovania dát.

Štatistická analýza modelu bola realizovaná prostredníctvom Microsoft Excel. Namerané a roztriedené dáta slúžia k vytvoreniu okrajových podmienok celkového odberu obcou a k tvorbe záťažovej charakteristiky odberu v závislosti na čase.

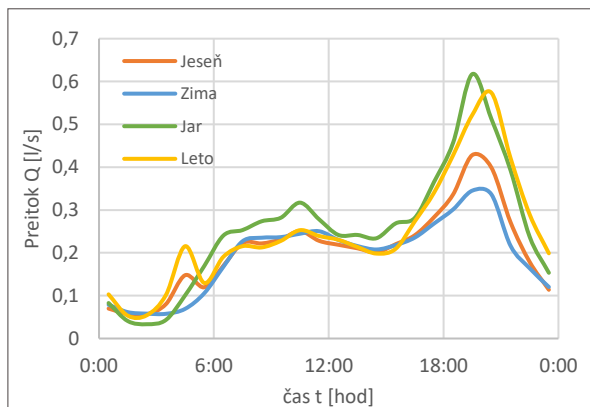
Obrázok 3.3 zobrazuje záťažové charakteristiky odberu meraní VUT a VAS a. s., vykreslené sú priemerné hodnoty odpovedajúce legende grafu. Pre obe merania je trend odberovej krivky zhodný, ale líšia sa hodnotou veľkosti prietoku v čase. Rozdiel hodnôt prietokov mohol vzniknúť v dôsledku merania ultrazvukovým prietokomerom, kedy pri meraní nebola známa hrúbka steny potrubia a jej hodnota bola stanovená čo najpresnejším odhadom. Pri úvahe o presnosti merania je nutné uvažovať, že nebolo možné skontrolovať kalibráciu prietokomeru merania VAS a. s., a z tohto dôvodu nie je možné stanoviť presný pôvod vzniku diferencie hodnôt prietoku pre jednotlivé merania.



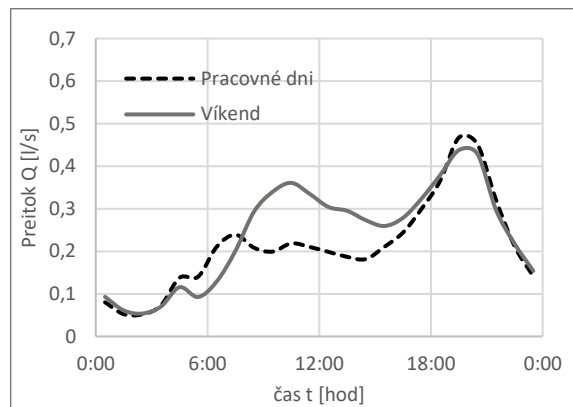
Obr. 3.3 Priemerný denný odber obce Nové Bránice.

Dáta celoročného merania na obrázku 3.4 poukázali, že odbery vody boli vyššie na jar a leto v porovnaní s jeseňou a zimou, pravdepodobne to bolo spôsobené spotrebou vody na ďalšie účely, ktoré sú špecifické pre mimo mestské oblasti. Pre analyzované ročné obdobia jeseň a zima boli stanovené dva vrcholy najvyššej spotreby ráno o 10:30 a večerný o 20:00.

V obdobiach leto a jeseň boli zaznamenané tri vrcholy prvý ranný o 4:30, druhý raný o 10:30 a večerný o 20:00. Obrázok 3.5 porovnáva bežný pracovný deň a víkend, na grafe je možné vidieť, že počas pracovného dňa je vrchol najvyššej ranej spotreby o 7:30 a cez víkend o 10:30, večerné maximum je dosiahnuté pre obe odberové charakteristiky v rovnakom čase.

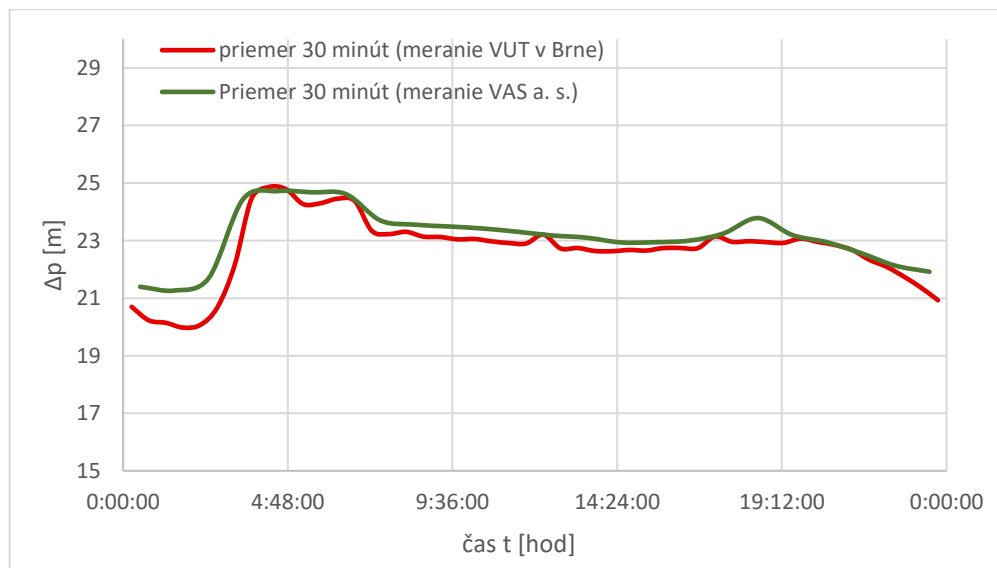


Obr. 3.4 Priemerný denný odber v závislosti od ročného obdobia.



Obr. 3.5 Priemerný denný odber počas pracovného dňa a víkendu.

Bez ohľadu na ročné obdobia alebo dni v týždni bol večerný vrchol vždy vyšší ako vrchol odberu ráno. [27] Na základe merania je možné povedať, že sa jedná o klasický model spotreby vody, ktorý je bežný už desaťročia. Jeho charakteristika sa mení v malých odchýlkach v závislosti na geografickom charaktere oblasti alebo sociálne-demokratickom pomere obyvateľstva. [28]



Obr. 3.6 Tlakové pomery redukčného ventilu Nové Bránice.

### 3.3.1 Kapacitný faktor

Kapacitný faktor je miera produktivity elektrárne, jedná sa o pomer vyrobenej energie v určitom období k množstvu energie, kedy vodná turbína počas toho istého obdobia pracovala na svoj inštalovaný výkon.

$$\text{Kapacitný faktor } C [\%] = \frac{\text{Energia vyrobená za rok (kWh/rok)}}{\text{Inštalovaný výkon (kW)} \cdot 8760 \text{ (hodin/rok)}} \quad (3.1)$$

Odhad kapacitného faktoru v závislosti na meniacom sa projektovanom prietoku je možné stanoviť nasledovne:

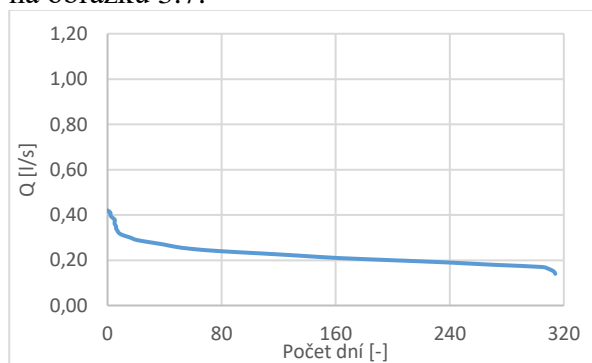
Tab. 3.1 Odhad kapacitného faktoru.

Projektovaný prietok $Q_p$ [ $m^3 \cdot s^{-1}$ ]	Kapacitný faktor
$0,75 \cdot Q_{priemerný}$	40 %
$0,5 \cdot Q_{priemerný}$	50 %
$0,33 \cdot Q_{priemerný}$	70 %

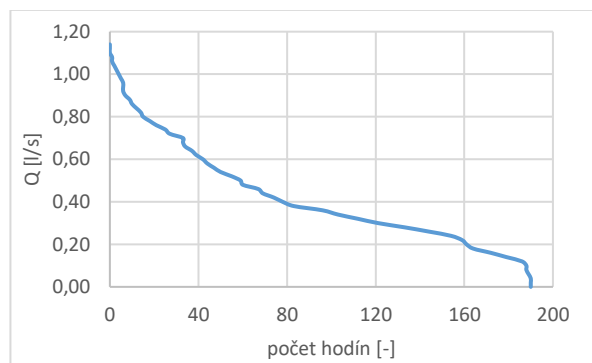
### 3.3.2 Krivka trvania prietoku

Krivka trvania prietoku sa používa na posúdenie očakávanej dostupnosti prietoku v čase a energetického výkonu v mieste pre návrh turbíny. Jedná sa o komutatívnu krivku, ktorá ukazuje percento alebo počet dní, kedy boli dosiahnuté alebo prekročené stanovené prietoky v danom období. Krivka predstavuje prietokovú charakteristiku toku bez ohľadu na poradie výskytu. V prípade, že krivka zaznamenáva dlhodobý stav toku, je možné ju použiť k predpovedaniu budúcich tokov slúžiacich k návrhu vodných diel, zásobovania vody a ďalším použitiam. [29] V ideálnom prípade by sa na výpočet projektovaného prietoku mal brať minimálny prietok z dôvodu zabezpečenia celoročnej dostupnosti energie. Tento prístup sa ale v praxi nevyužíva z dôvodu nízkeho energetického zisku, ktorý v prípade využitia vyšších prietokov v kratšom období môže byť niekoľkonásobný. Zároveň turbína nepracuje celoročne z dôvodov pravidelných odstávok, revízií, opráv alebo havárií. Čím vyšší je zvolený projektovaný prietok, tým menšiu časť roka bude turbína pracovať a jej kapacitný faktor bude nižší. [30]

Výber časovej jednotky, napríklad hodina, deň, týždeň alebo mesiac, je do značnej miery otázkou presnosti a vhodnosti pre aplikáciu, ktorá bude využívať tieto dáta. [29] Analytické spracovanie dát oboch meraní umožňovalo tvorby krivky trvania prietokov. Pre merania VAS a. s. s vytriedenou vzorkou 314 dní bola vytvorená krivka denných prietokov zobrazená na obrázku 3.7.



Obr. 3.7 Krivka trvania prietoku – dáta VAS a. s.

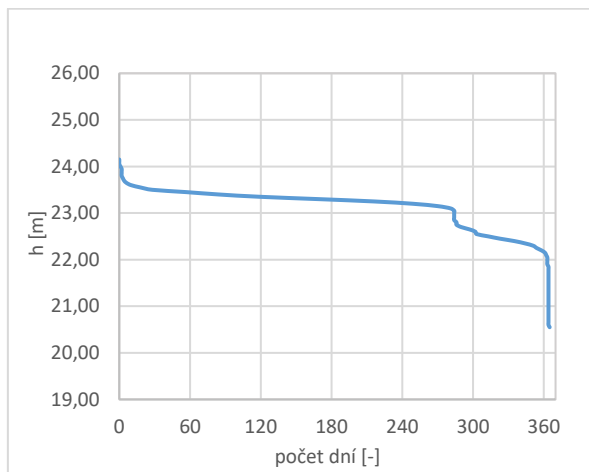


Obr. 3.8 Krivka trvania prietoku – dáta VUT v Brne.

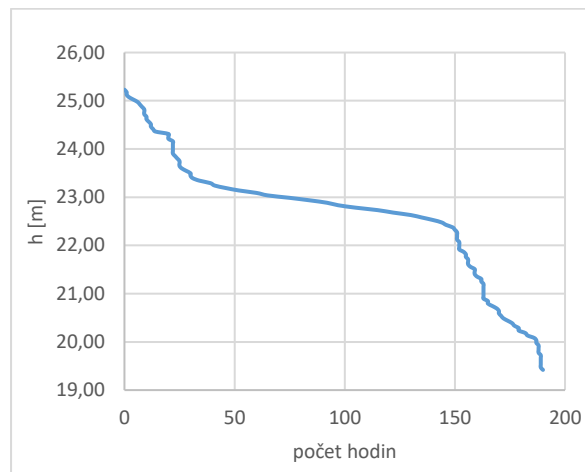
Rovnakým spôsobom bola vytvorená krivka trvania prietoku pre experimentálne meranie VUT trvajúce 9 dní zobrazená na obrázku 3.8. V dôsledku nižšieho počtu dní bola krivka vytvorená pre hodinové intervaly. Na základe štatistickej analýzy bolo možné predpovedať, že vplyv skrátenia intervalu nebude mať významný vplyv na tvar krivky.

### 3.3.3 Krivka trvania spádu

Analogicky ku krivke trvania prietoku je možné charakterizovať krivku trvania spádu ako komutatívnu krivku určujúcu percento alebo počet dní kedy bola dosiahnutá alebo prekročená tlaková diferencia predstavujúca spád v danom období.



Obr. 3.9 Krivka trvania spádu – dáta VAS a. s.

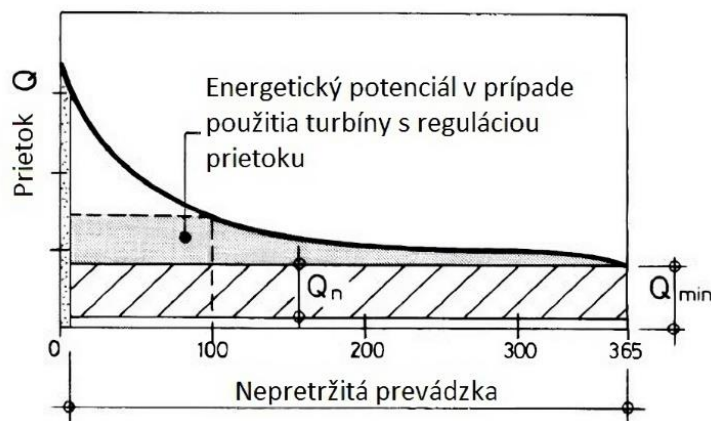


Obr. 3.10 Krivka trvania spádu – dáta VUT v Brne.

Krivky trvania spádu zobrazené na obrázkoch 3.9 a 3.10 sú podľa predpokladov podobné svojim priebehom a hodnotami dosahovaných spádov a to aj v prípade, že časová jednotka a dĺžka merania je odlišná. Rovnaký charakter zároveň vypovedá, že v systéme neprišlo počas merania VUT k žiadnemu výnimočnému prevádzkovému stavu s poklesom alebo navýšením výšky spádu.

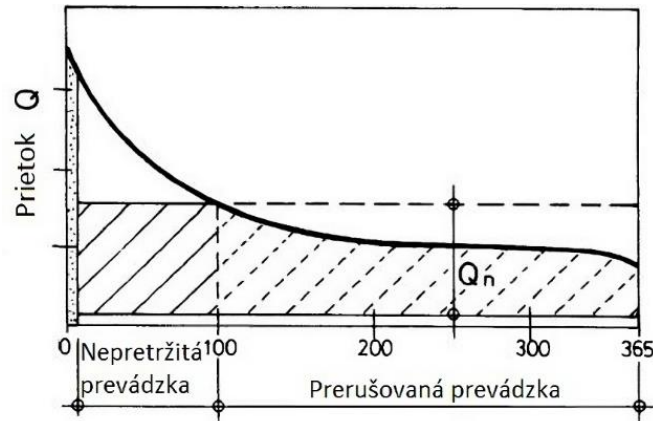
Krivka trvania prietoku slúži k určení návrhového bodu vodnej elektrárne. Bolo zistené, že najekonomickejší prevádzkový bod pre turbínu s reguláciou odpovedá prietoku, ktorý je prekročený počas 100 dní v roku. V prípade aplikácií turbín, ktoré neumožňujú reguláciu je možné prevádzkovanie vo variantoch.

- Minimálneho prietoku po celý rok - prevádzka v tomto režime je charakteristická pre systémy bez kolísania prietoku alebo vodné toky v lokalitách bez výrazných zmien ročného obdobia. PAT je navrhnutá s nominálnym prietokom  $Q_n$  rovnajúcim sa minimálnemu prietoku. Výhodou takejto prevádzky systému je jednoduchosť bez dodatočných riadiacich prvkov a s konštantnou dodávkou energie.



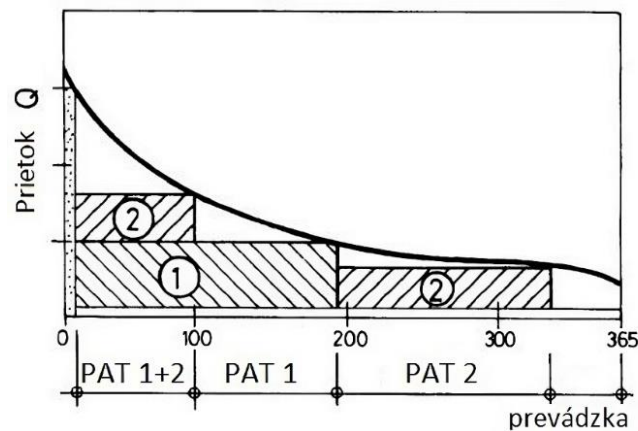
Obr. 3.11 Krivka trvania spádu: prevádzka pri minimálnom prietoku - podľa [13].

- b) Kontinuálnej a prerušovanej prevádzky - režim s prerušovanou prevádzkou zahŕňa akumuláciu nádrže, ktorá je plnená a následne vypúšťaná v cykloch počas prietokov nižších ako menovitých. Nevýhodou je, že akumulčné nádrže si v mnohých prípadoch vyžadujú rozsiahle stavebné práce, čo nie je v súlade s nízko nákladovou realizáciou PAT.



Obr. 3.12 Krivka trvania spádu: kombinovaná prevádzka - podľa [13].

- c) Kombináciou sériových a paralelných zapojení PAT - sezónne výkyvy prietoku je možné riešiť kombináciou sériových a paralelných zapojení PAT a ich spínaním v závislosti na dostupnom prietoku. Výberom rôznych prevádzkových parametrov PAT je možné zabezpečiť čo najefektívnejšiu prevádzku.



Obr. 3.13 Krivka trvania spádu: prevádzka kombináciou zapojení PAT - podľa [13].



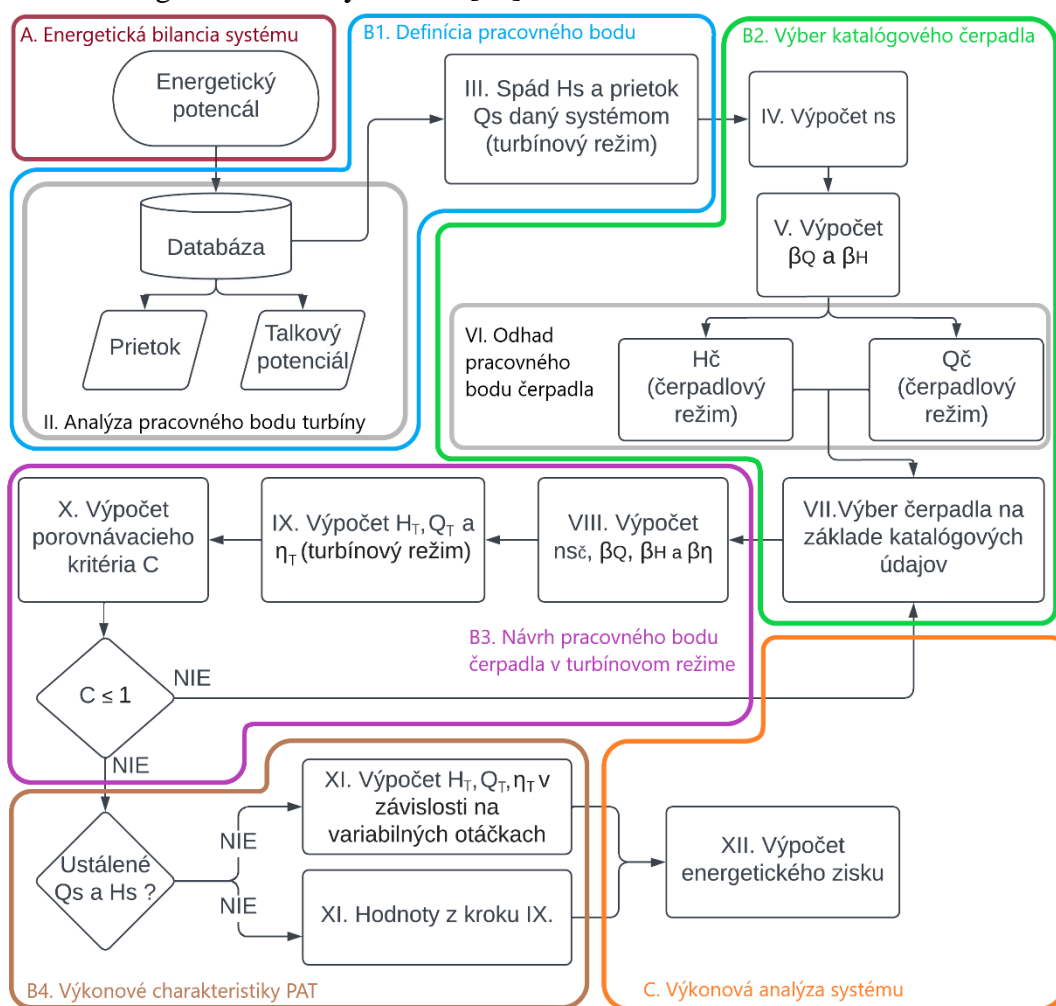
## 4 Návrh systému rekuperácie

Pre správnu voľbu PAT pre konkrétnu lokalitu je potrebné poznať tlakový spád, prietok a výkonovú charakteristiku stroja. Nedostatok údajov o výkonových charakteristikách je jedným z hlavných problémov pri návrhu PAT. Na trhu sa nachádza veľké množstvo čerpadiel vhodných pre túto aplikáciu, ale problémom je, že výrobcovia neuvádzajú charakteristiky ich čerpadiel pracujúcich v turbínovom režime. To sťažuje výber vhodného čerpadla pre konkrétne prevádzkové podmienky. [31]

Jednou z ciest návrhu PAT je využitie modelovej predikcie charakteristiky čerpadla v turbínovom režime na základe experimentálnych metód predikcie. Použitie predikovaných charakteristik je možné využiť pri prvotných návrhoch PAT, k zisteniu približnej účinnosti a výkonu v jednotlivých pracovných bodoch. Na tému predikcie charakteristik bolo zverejnených niekoľko výskumných prác, ale samotné poznatky je možné využívať len v obmedzenej miere. Výsledky získané na základe metód predikcie môžu mať odchylky od experimentálnych dát  $\pm 20\%$  pre bod s najvyššou účinnosťou. [32] Vo väčšine prípadov je návrh založený na empirických metódach, ktoré boli zdokonalené v priebehu rokov. [33]

### 4.1 Metódy výberu PAT

Obrázok 4.1 zobrazuje aplikačnú metodiku výberu čerpadla v turbínovom režime. Je zameraný na výber pracovného bodu s najvyššou možnou účinnosťou. Ďalej umožňuje návrh pre variabilný systém s nie konštantným spádom a prietokom, kedy systém pracuje s hydraulickou reguláciou zmeny otáčok. [33]



Obr. 4.1 Model návrhového algoritmu pre výber PAT - podľa [33].

Návrh je rozdelený do troch hlavných častí. Prvá časť označená ako blok A sa zaoberá energetickou bilanciou systému a možnosťou jej využitia. Blokovaná časť B je návrhová časť hydraulického stroja a posledná časť C rozoberá energetickú analýzu. [33]

#### 4.1.1 Energetická bilancia systému (A)

Cieľom prvého bloku A je určiť celkový potenciál energie systému. Vychádza z analýz merania a je rozšírený o výber časových úsekov, v ktorých systém dosahuje dostatočného potenciálu pre chod stroja. Rozlišujeme potenciál systému potrebný pre dodávku vody, stratový potenciál prevádzkového stavu a iné straty. [33]

#### 4.1.2 Metodika výberu PaT (B)

B1. Definícia pracovného bodu turbíny.

Hlavnou úlohou v tomto bode je určenie teoretického pracovného bodu výšky  $H_S$  a prietoku  $Q_S$  s najvyššou účinnosťou pre ideálne PAT. Ideálny pracovný bod v turbínovom režime závisí od podrobne spracovanej štatistickej analýzy, ktorá zahŕňa celkový súbor dát merania prietoku a spádu. Pre systém vodovodného potrubia je predpokladaný veľký rozptyl nameraných dát spôsobený typom systému, časovým rozsahom merania a množstvom dát zaznamenaných v ňom. Výsledkom štatistického spracovania je, že pracovný bod z najvyššou účinnosťou je najreprezentatívnejší prevádzkový bod systému. Určuje sa dátovou analýzou, použitím histogramov pre prietok a spád. [33]

Definícia pracovného bodu by mala zahŕňať rozvalu o možnosti spracovania prebytočnej energie systému jedným strojom, alebo zapojením dvoch a viac PAT do série alebo paralelne. Takto zostavený systém by umožňoval efektívnejšie spracovanie energie. V prípade zapojenia viac stupňového čerpadla alebo sérií čerpadiel je nutné návrhový spád redukovať na jeden stupeň alebo stroj:

$$H_{Si} = \frac{H_S}{i_{st}} \quad (4.1)$$

kde  $H_S$  je spád daný systémom,  $H_{Si}$  je spád systému odpovedajúci jednému stroju a  $i_{st}$  je počet strojov.

V prípade paralelného zapojenie PAT je prietok pracovného stroja daný:

$$Q_{Si} = \frac{Q_S}{i_{st}} \quad (4.2)$$

kde  $Q_S$  je prietok daný systémom,  $Q_{Si}$  je prietok systému odpovedajúci jednému stroju a  $i_{st}$  je počet strojov.

B2. Výber katalógového čerpadla.

Výber je založený na metodike zobrazenej na obrázku 4.1. Postup návrhu je realizovaný v štyroch krokoch: IV. – výpočet špecifických otáčok pre ideálnu turbínu v bode s parametrami systému  $H_S$  a  $Q_S$ . Aj keď je metodika zameraná na návrh čerpadla, uprednostnené sú špecifické otáčky turbíny vzhľadom na to, že na začiatku projektu poznáme len hydraulické parametre lokality, teda  $H_S$  a  $Q_S$ . [34] Špecifické otáčky sú definované podľa vzťahu, ktorým autor vytvoril predikčné charakteristiky na obrázku 4.3 ako:

$$n_{s_s} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_S}}{H_S^{3/4}} \quad (4.3)$$

Tieto špecifické otáčky vychádzajú zo systému a sú súhlasné so špecifickými otáčkami PAT, ktoré sú definované ako:

$$n_{s_T} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}} \quad (4.4)$$

V. – určenie koeficientov transformácie pracovného bodu turbíny na pracovný bod čerpadla. VI. – odhad pracovného bodu čerpadla pre najvyššiu účinnosť podľa koeficientov transformácie. VII. – výber čerpadla podľa katalógových hodnôt výrobcu na základe pracovného bodu z predchádzajúceho kroku VI. [33]

Kroky V., VI. a VII. pojednávajú o určení pracovného bodu čerpadla pomocou koeficientov transformácie ( $\beta_H$ ,  $\beta_Q$ ). Koeficienty transformácie sú používané pre odhad prietoku, spádu alebo účinnosti hydraulického stroja v čerpadlovom alebo turbínovom režime a sú definované rovnicami:

$$Q_T = \beta_Q \cdot Q_{\check{c}} \quad (4.5)$$

$$H_T = \beta_H \cdot H_{\check{c}} \quad (4.6)$$

$$\eta_T = \beta_{\eta} \cdot \eta_{\check{c}} \quad (4.7)$$

Spád na turbínu nie je rovnaný ako dopravná výška čerpadla, čo odpovedá teórii z kapitoly 2.2. [13] Koeficienty  $\beta_H$  a  $\beta_Q$  sú získané na základe experimentov a korelácie dát získaných od rôznych autorov. Sumarizácia čiastočného výberu je uvedená v tabuľke 4.1 Z dôvodu nízkeho počtu čerpadiel v jednotlivých štúdiách je ich presnosť obmedzená. [33]

Tab. 4.1 Predikčné vzťahy konverzných súčiniteľov [35] [34].

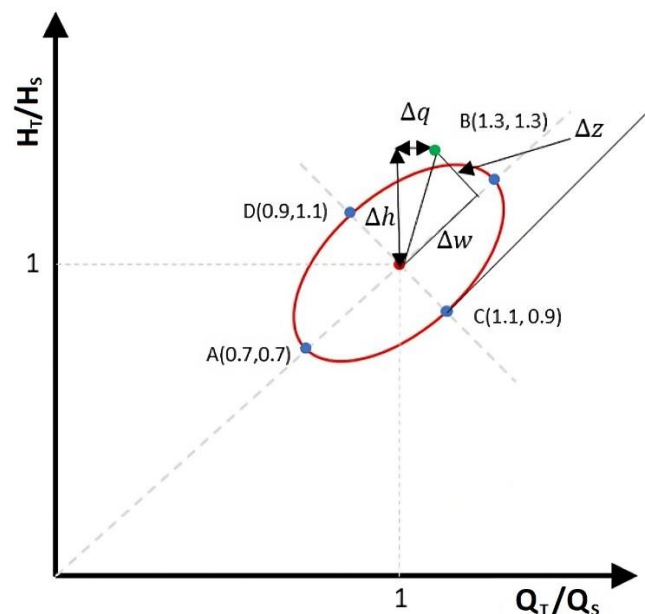
Č.	Kritérium	Autor	$\beta_H$ ( $H_T/H_{\check{c}}$ )	$\beta_Q$ ( $H_T/H_{\check{c}}$ )	Rozsah špecifických otáčok $n_s$
1	BEP	Stepanoff	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}}$	$\frac{1}{\sqrt{\eta_{\check{c}}}}$	40 – 60
2	BEP	Sharma	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}^{1,2}}$	$\frac{1}{\eta_{\check{c}}^{0,8}}$	40 – 60
3	BEP	Alatorre - Frenk	$\frac{1}{0,85\eta_{\check{c}}^5 + 0,385}$	$\frac{0,85\eta_{\check{c}}^5 + 0,385}{2\eta_{\check{c}}^{9,5} + 0,205}$	10 – 50
4	špecifické otáčky	Barbarelli	$\frac{-0,00003}{n_s^3 + 0,00331 n_s^2 - 0,15047 n_s + 3,68497}$	$0,00026 n_s^2 - 0,02302 n_s + 1,8817$	10 – 70
5	špecifické otáčky	Grover	$2,693 - 0,0229 n_s$	$2,379 - 0,0264 n_s$	10 – 50
6	špecifické otáčky	Hergt	$1,3 - \frac{6}{n_s - 3}$	$1,3 - \frac{1,6}{n_s - 5}$	–

### B3. Návrh pracovného bodu čerpadla v turbínovom režime.

Blok je zložený z troch krokov: VIII. – krok spätnej konverzie nami vybraného čerpadla a jeho pracovného bodu s najvyššou účinnosťou, pomocou nových transformačných koeficientov ( $\beta_H$ ,  $\beta_Q$ ,  $\beta_\eta$ ) tak, aby sme získali pracovný bod turbíny. IX. – výpočet pracovného bodu turbíny na základe predchádzajúceho kroku. X. – výpočet aproximačnej hodnoty  $C$ , ktorá je podmienkou správne zvoleného čerpadla. Musí platiť že  $C \leq 1$ , je definované rovnicou:

$$C^2 = \left( \frac{\frac{1}{2}(\Delta q + \Delta h)}{0,3} \right)^2 + \left( \frac{\frac{1}{2}\sqrt{\Delta q^2 + \Delta h^2 - 2\Delta h\Delta q}}{0,1} \right)^2 \quad (4.8)$$

Kritérium určujúce vhodnosť čerpadla je založené na výpočte aproximačnej hodnoty, ktorá porovnáva návrhový bod ideálnej turbíny z kroku II. a PAT z kroku XI. Kritériu je popísané rovnicou elipsy, ktorá je zobrazená na obrázku 4.2. [33]



Obr. 4.2 Grafické zobrazenie kritéria návrhu  $C$  - podľa [33].

Kde  $\Delta h$  je odchýlka pomeru spádu navrhutej PAT k ideálnej turbíne a  $\Delta q$  je odchýlka pomeru prietoku navrhutej PAT k ideálnej turbíne. Maximálna hodnota odchýlky pre smer osy prietoku je 30 % a v smere spádu 10 %.

### B4. Výkonová charakteristika PAT.

Posledný blok pojednáva o regulácii PAT v závislosti na charaktere systému. Predpokladajú sa dva charakteristické typy systému:

- a)  $Q_S = \text{konštanta}$ ,  $H_S = \text{konštanta}$

V tomto prípade nie je nutné regulovať otáčky a stroj je prevádzkovaný v jednom bode s konštantnou účinnosťou  $\eta$  z bodu IX.

- b)  $Q_S \neq \text{konštanta}$ ,  $H_S \neq \text{konštanta}$

V prípade, kedy sa prietok aj spád mení v čase je nutná regulácia PAT. Regulácia patrí k jedným z hlavných nedostatkov PAT, ktoré sú pomerne jednoduché zariadenia. PAT neumožňujú reguláciu prietoku natočením rozvážacích lopatiek ako pri konvenčných Francisových alebo Kaplanových turbínach. Nemožnosť regulácie nesie za následok nízke výkonnosti v prevádzkových stavoch mimo návrhového bodu.

K tomu, aby sme sa čo najviac priblížili najvyšším účinnostiam alebo sa dostali do oblasti pracovnej charakteristiky stroja je možné regulovať PAT jediným voľným parametrom, ktorým sú otáčky. Regulácia otáčkami vyžaduje znalosť plošnej charakteristiky čerpadla v turbínovom režime. Tieto charakteristiky sú dostupné len výnimočne alebo vôbec. K ich odhadu je možné využiť bezrozmerné charakteristiky spádovej výšky  $\psi$ , bezrozmerného prietoku  $\varphi$  a bezrozmerného výkonu  $\pi$  definované rovnicami:

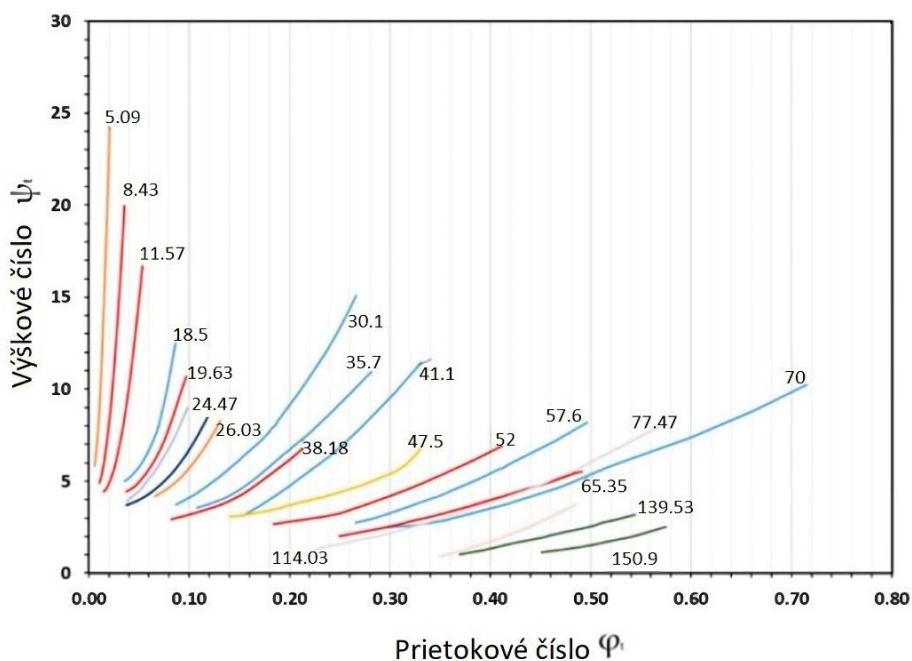
$$\psi = \frac{H_T \cdot g}{n^2 \cdot D^2} \quad (4.9)$$

$$\varphi = \frac{Q_T}{n \cdot D^3} \quad (4.10)$$

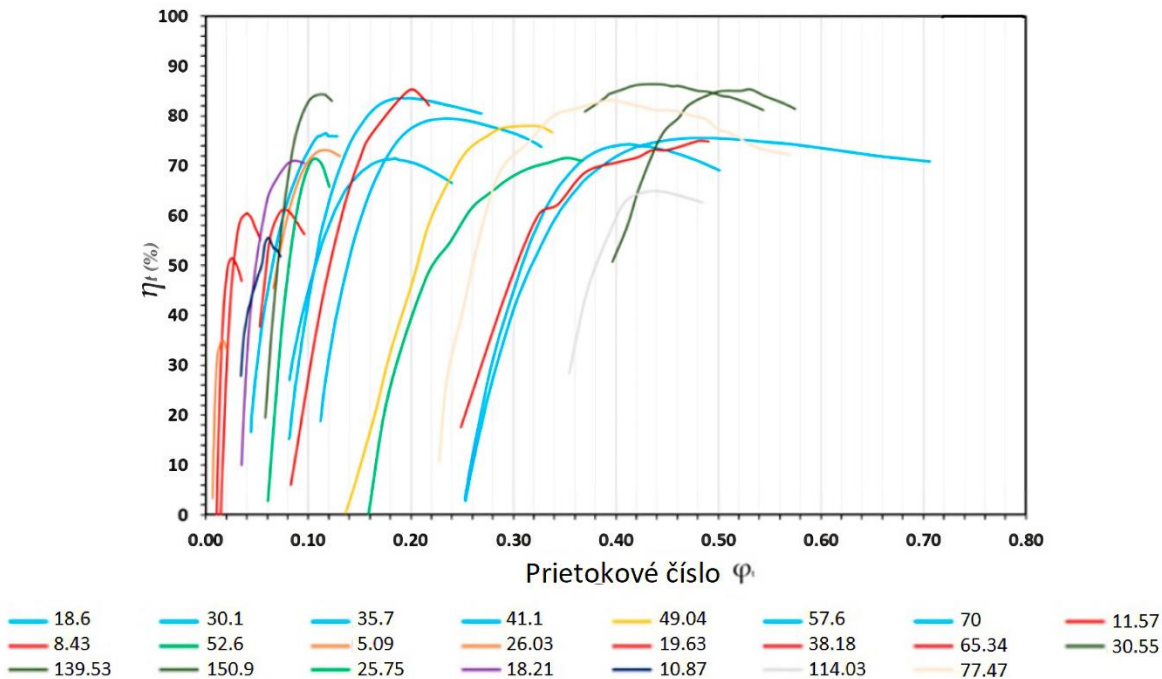
$$\pi = \frac{P_T}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad (4.11)$$

kde  $D$  [m] je priemer obežného kolesa,  $g$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ] je gravitačná konštanta,  $\rho$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ ] je hustota pracovnej kvapaliny a  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ] sú otáčky obežného kolesa [33].

Krivky bezrozmerných veličín sú získané na základe experimentálnych dát a vzťahujú sa k špecifickým otáčkam stroja, sú neodlúčiteľnou súčasťou predikcie charakteristík. Obrázok 4.3 a obrázok 4.4 zobrazuje bezrozmerné charakteristiky založené na viac ako 150 PAT publikovaných vo vedeckých výskumoch. [33]



Obr. 4.3 Bezrozmerná charakteristika PAT - podľa [33].



Obr. 4.4 Bezrozmerná charakteristika účinnosti PAT - podľa [33].

Plošná charakteristika je tvorená zmenou otáčok čerpadla, v celom rozsahu bezrozmernej charakteristiky čerpadla v turbínovom režime s odpovedajúcimi špecifickým otáčkami z obrázku 4.3. Pridelením priemeru obežného kolesa  $D$ , odčítaním údajov z obrázku 4.3 a následným dopočítaním  $H_T$ ,  $Q_T$  a  $P_T$  podľa rovníc 4.9, 4.10 a 4.11 získame body plošnej charakteristiky. Na základe týchto bodov je následne možné aproximovať polynomickú plochu  $n$ -tého rádu podľa rovníc z tabuľky 4.2.

Tab. 4.2 Polynomy aproximačných plôch [36].

Stupeň polynómu	Plocha	Rovnica
0	Rovina	$z = a_0$
1	Naklonená rovina	$z = a_0 + a_1x + a_2x$
2	Plocha druhého stupňa	$z = a_0 + a_1x + a_2y + a_3x^2 + a_4y^2 + a_5xy$
3	Plocha tretieho stupňa	$z = a_0 + a_1x + a_2y + a_3x^2 + a_4y^2 + a_5xy + a_6x^3 + a_7y^3 + a_8xy^2 + a_9yx^2$

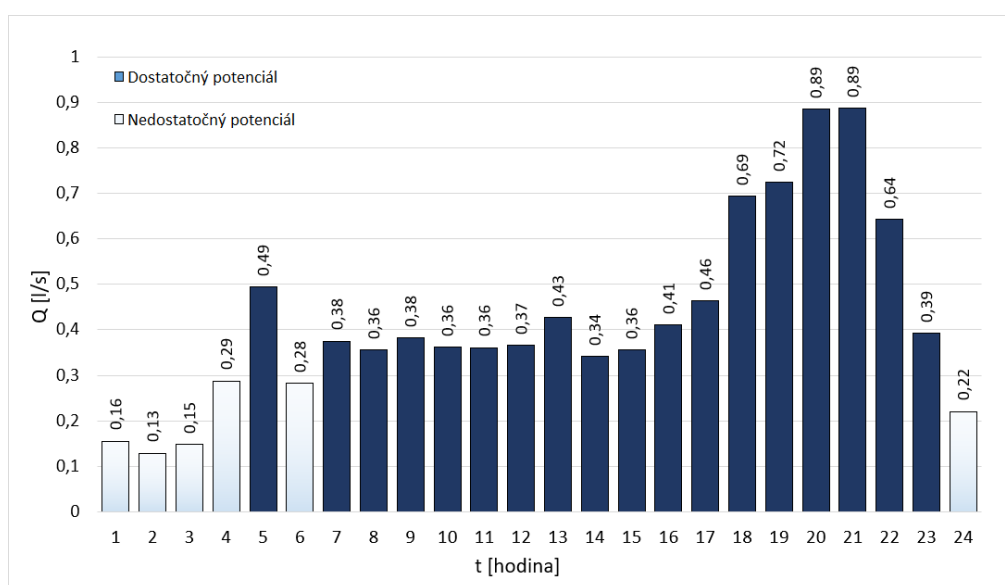
Na základe plošnej charakteristiky je možné zvoliť vhodné otáčky stroja tak, aby pracoval s čo najvyššou účinnosťou v pracovnom bode, ktorý odpovedá systému v danom okamžiku.

#### 4.1.3 Výkonová analýza systému (C)

Výkonová analýza systému je poslednou časťou návrhu systému rekuperácie a dáva do súvislosti získané poznatky a jej výstupom je celkový výkon zariadenia zahŕňajúci účinnosť. Pre priblíženie výkonu dodávaného systémom je možné brať do úvahy elektrickú účinnosť generátora, pretože straty v generátore môžu mať veľký vplyv na celkovú účinnosť systému.

## 5 Výpočtový návrh systému rekuperácie pre lokalitu Nové Bránice

Cieľom návrhu systému pre rekuperáciu je analyzovať vybraný bod tlakového potrubia pre lokalitu Nové Bránice, ktorým je časť s redukčným ventilom na prívode od obce. Tento ventil je umiestnený v revíznej šachte a predstavuje potenciálnu energiu k spracovaniu hydraulickým zariadením. Na základe analýzy je dokázané, že charakter prevádzkových parametrov systému je rovnaký pre merania VAS a. s. aj meranie univerzity v celom rozsahu roka. Tento návrh vychádza z merania vykonaného univerzitou. Návrh je v dôsledku veľkej variability pracovných bodov vyhotovený pre priemerné hodnoty hodinových intervalov, teda 24 intervalov dňa. Dáta v obrázku 5.1 zobrazujú hodinové intervaly, ktoré umožňujú využitie energie. Selekcia intervalov vychádza z charakteristiky PAT, kedy hodinové intervaly 1, 2, 3, 4, 6 a 24 vykazujú nízky prietok a tým sa nachádzajú mimo pracovných bodov z charakteristiky PAT. Tlakový potenciál je dostatočný počas celého dňa a v selekcii intervalov nebol rozhodujúcim parametrom.



Obr. 5.1 Priemerné hodinové intervaly prietoku priemerného dňa.

Návrhový bod systému bol zvolený ako priemer spádu na turbínu a prietoku z bodov s dostatočným potenciálom k využitiu. Tabuľka 5.1 zobrazuje pracovné body systému a ich priemerný bod návrhu bol vypočítaný pre spád na turbínu  $H_T = 23,05$  m a prietok  $Q_T = 0,56$  l·s<sup>-1</sup>.

Tab. 5.1 Pracovné body systému.

Časový interval [hodina]	Prietok $Q_s$ [l·s <sup>-1</sup> ]	Spád $H_s$ [m]	Časový interval [hodina]	Prietok $Q_s$ [l·s <sup>-1</sup> ]	Spád $H_s$ [m]
5:00	0,49	24,82	15:00	0,36	22,65
7:00	0,38	24,42	16:00	0,41	22,70
8:00	0,36	23,28	17:00	0,46	22,74
9:00	0,38	23,22	18:00	0,69	23,05
10:00	0,36	23,08	19:00	0,72	22,96
11:00	0,36	23,01	20:00	0,89	22,99
12:00	0,37	22,91	21:00	0,89	22,90
13:00	0,43	22,97	22:00	0,64	22,50
14:00	0,34	22,69	23:00	0,39	21,92

### 5.1 Výpočet špecifických otáčok stroja

Vo výpočte špecifických otáčok je zohľadnená spolupráca čerpadiel v sérii a spád je rozdelený medzi jeden až tri stroje. Predpokladá sa s využitím rovnakých čerpadiel. Pre statický návrhový bod bolo zvolené sériové zapojenie dvoch čerpadiel v turbínovom režime. Voľba dvoch čerpadiel bola vykonaná na základe porovnania predikčných charakteristík pre špecifické otáčky  $n_s$ : 11,57, 18,50, 19,36 a 24,47. Porovnával sa rozsah pracovnej oblasti, v ktorej sa pre parametre systému dala PAT prevádzkovať. Paralelné zapojenie z dôvodu nízkych prietokov nebolo možné realizovať. Výsledný spád na turbínu bol vypočítaný ako:

$$H_{S2} = \frac{H_S}{2_{st}} = \frac{23,05}{2} = 11,53 \text{ m} \quad (5.1)$$

Návrh otáčok čerpadla bol volený s predpokladom, že daný systém bude prevádzkovaný s premenlivými otáčkami v rozsahu  $2200 - 3800 \text{ min}^{-1}$ . Predpoklad rozsahu otáčok vychádza z iteračného výpočtu z podkapitoly 5.5, kde je snahou čo najefektívnejšie a realizovateľne zvoliť otáčky zariadenia. Otáčky pre výpočet v statickom bode boli zvolené  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ .

Výsledné špecifické otáčky stroja boli spočítané podľa vzorca 5.2 tak aby vzťah odpovedal vedeckej práci [33], na ktorej dáta je ďalej odkazované.

$$n_{s,s} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_s}}{H_S^{3/4}} = \frac{3000 \cdot \sqrt{0,00056}}{11,53^{3/4}} = 11,34 \quad (5.2)$$

### 5.2 Výpočet transformačných koeficientov

Pre výpočet transformačných koeficientov bol zvolený vzťah podľa Barbarelliho z tabuľky 4.1, ktorý bol definovaný vo vyhovujúcom rozsahu špecifických otáčok a vyjadrený v závislosti nami známej hodnoty  $n_s = n_{s,s}$ .

$$\beta_H = -0,00003 \cdot n_s^3 + 0,00331 \cdot n_s^2 - 0,15047 \cdot n_s + 3,68497 = 2,360 \quad (5.3)$$

$$\beta_Q = 0,00026 \cdot n_s^2 - 0,02302 \cdot n_s + 1,8817 = 1,654 \quad (5.4)$$

### 5.3 Odhad a návrh pracovného bodu čerpadla

$$Q_{\check{c}} = \frac{Q_s}{\beta_Q} = \frac{0,56}{1,654} = 0,339 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.5)$$

$$H_{\check{c}} = \frac{H_S}{\beta_H} = \frac{11,34}{2,36} = 4,805 \text{ m} \quad (5.6)$$

Na základe pracovného bodu čerpadla nebolo možné vybrať vhodné čerpadlo. Pri výbere nastali nasledujúce problémové stavy:

1. Čerpadlá vyhovujúce parametrom  $Q_{\check{c}}$  a  $H_{\check{c}}$  pracujú s nominálnymi otáčkami  $1450 \text{ min}^{-1}$  a nižšími. Pri týchto parametroch dopočítané špecifické otáčky  $n_s < 10$  a žiadne z kritérií predikcie nie je vhodné na predikciu charakteristiky v turbínovom režime.
2. V prípade, že čerpadlo vyhovuje parametrom  $Q_{\check{c}}$  a  $H_{\check{c}}$  pracuje z nominálnymi otáčkami  $1450 \text{ min}^{-1}$  a nižším je prepočítané pomocou afinných vzťahov na otáčky vyššie tak, aby  $n_s > 10$ . Nové pracovné body  $Q_{\check{c}'}$  a  $H_{\check{c}'}$  sa po prepočte nachádzajú mimo pracovných bodov systému.

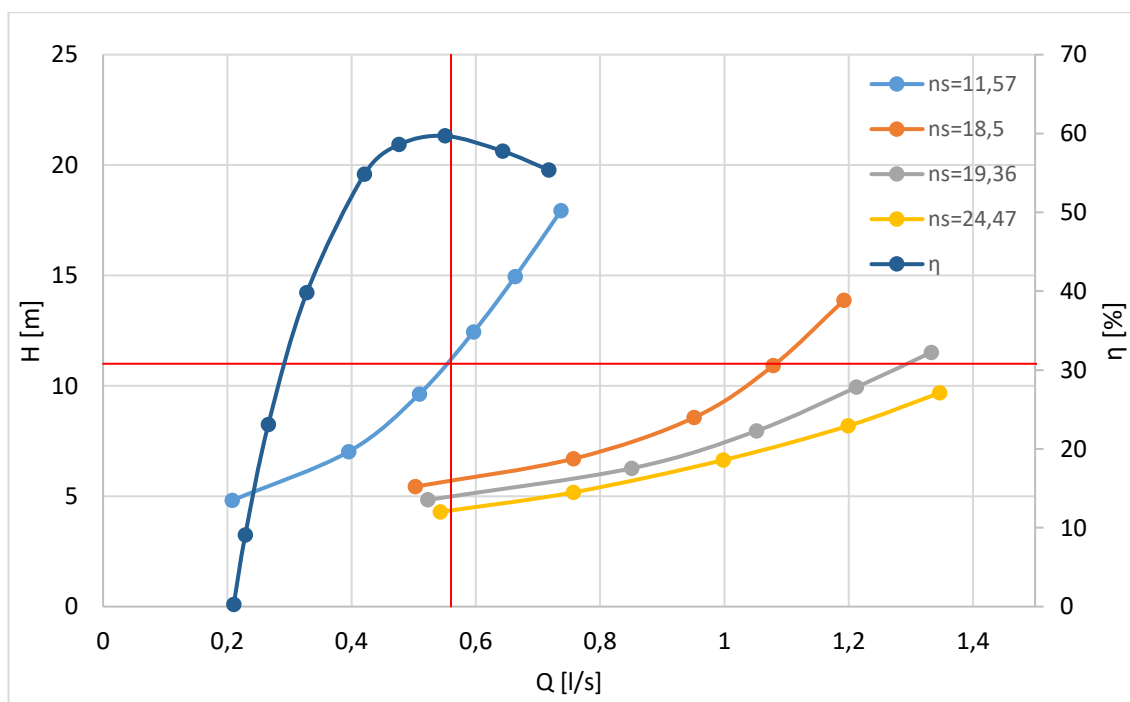


Jedná sa o elementárne problémy spojené s nízkym odberom vody z vodovodného systému. Z týchto dôvodov bol krok výberu katalógového čerpadla VII. a výpočet spätných transformačných koeficientov v kroku VIII. nahradený voľbou turbíny podľa bezrozmernej charakteristiky. Z rovníc 4.9 a 4.10 bolo pri voľbe rozmeru obežného kola možné dopočítať teoretické charakteristiky čerpadla v turbínovom režime. Priemer obežného kola a otáčky stroja boli zvolené tak, aby vyhovovali charakteristike systému a ďalej umožňovali pokračovať v návrhovom výpočte.

Pre takto špeciálne navrhnutú turbínu boli zvolené parametre: priemer obežného kola  $D = 65 \text{ mm}$  a nominálne otáčky pre statický návrh  $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ . Špecifické otáčky takto zvolenej turbíny s prietokom  $Q_T = 0,56 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$  a spádom  $H_T = 11 \text{ m}$  sú:

$$n_{sT} = \frac{n \cdot \sqrt{Q_T}}{H_T^{3/4}} = \frac{3000 \cdot \sqrt{0,00056}}{11,3^{3/4}} = 11,52 \quad (5.7)$$

Výsledná charakteristika stroja:



Obr. 5.2 Charakteristika špeciálne navrhutej turbíny  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ .

#### 5.4 Kontrola výberu

Ďalším krokom je výpočet porovnávacieho kritéria  $C$ , ktoré zohľadňuje odchýlky skutočného prietoku a spádu na turbínu a tým určuje vhodnosť nami zvolenej turbíny.

$$\Delta q = 0$$

$$\frac{Q_T}{Q_S} = \frac{0,56}{0,56} = 1$$

$$\Delta h = 1 - 0,92 = 0,02$$

$$\frac{H_T}{H_S} = \frac{11,3}{11,53} = 0,98$$

Návrh prietokového bodu turbíny bol zámerne zvolený totožne s návrhovým bodom systému z dôvodu primárnej funkcie systému. Hlavnou funkciou systému vodovodnej siete je dodávka vody k odberateľovi, z tohto dôvodu nie je možné obmedzovať odberateľa v prospech účinnosti zariadenia. Zároveň sa účinnosť stroja v tomto prevádzkovom bode nachádza v oblasti okolí maxima ako je zobrazené na obrázku 5.2.

$$C^2 = \left( \frac{\frac{1}{2}(\Delta q + \Delta h)}{0,3} \right)^2 + \left( \frac{\frac{1}{2}\sqrt{\Delta q^2 + \Delta h^2 - 2\Delta h\Delta q}}{0,1} \right)^2 = 0,11 \quad (5.8)$$

Podľa očakávaní, špeciálne navrhnutá turbína splňuje kritérium kde  $C < 1$  a je vhodná pre daný systém.

### 5.5 Výpočet regulácie PAT

Systém vodovodnej siete sa vyznačuje premenlivosťou pracovných bodov počas celého dňa. K tomu, aby bola možná prevádzka v návrhových bodoch zobrazených v tabuľke 5.1 je nutná regulácia otáčok PAT, ktorých zmena má priamy vplyv na charakteristiku stroja. Pre správne určenie otáčok v celom rozsahu charakteristiky bola vytvorená plošná charakteristika systému popísaná polynomicou plochou druhého a tretieho rádu podľa vzorcov z tabuľky 4.2. K tvorbe plochy je nutné poznať body charakteristiky v rozsahu otáčok. Rozsah bol v rozmedzí 2200 - 3800 min<sup>-1</sup> a k ich získaniu boli využité afinné vzťahy:

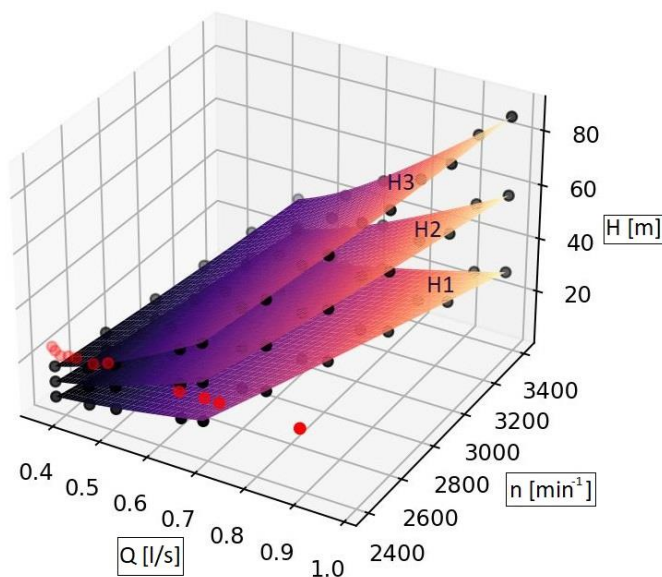
$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad (5.9)$$

kde  $Q'$  [l·s<sup>-1</sup>] je hodnota nového prietoku pri otáčkach a  $n'$  [min<sup>-1</sup>],

$$\frac{H}{H'} = \left( \frac{n}{n'} \right)^2 \quad (5.10)$$

kde  $H'$  [m] je hodnota nového spádu pri otáčkach a  $n'$  [min<sup>-1</sup>].

Body charakteristiky sú zobrazené v prílohe č. 4 v tabuľke 0.1, kde H1, H2 a H3 zobrazujú turbíny zapojené do série. Použitie jednej až troch turbín v sérii zabezpečuje dostatočné pokrytie pracovných bodov pre nízke a vysoké otáčky v rôznych kombináciách prevádzky. Zjednodušujúcim predpokladom je, že všetky PAT pracujú v rovnakom okamihu s rovnakými otáčkami. Výpočet vhodných otáčok pre návrhový bod bol realizovaný v software Anaconda v programovacom jazyku Python. Obrázok 5.3 zobrazuje plošné charakteristiky jednej, dvoch a troch PAT pracujúcich v sérii s označením H1, H2 a H3. Červené body zobrazujú pracovné body, ktorým sú pridelené otáčky v mieste, kde je pracovný bod systému v prieniku s plochou každej charakteristiky. Výstupom z programového kódu je tabuľka 5.1 s pridelenými otáčkami pre jednotlivé zapojenia.



Obr. 5.3 Plošná charakteristika špeciálne navrhnutej turbíny.

Výsledné otáčky pracovných bodov odpovedajú kladným aj záporným otáčkam, programový kód nie je limitovaný rozmedzím otáčok tak, aby vyhodnotil aplikačnú správnosť výsledku. Hodnoty záporných a veľmi vysokých otáčok vznikajú na základe polynomickej plochy, ktorá umožňuje podľa koeficientov  $a_0$  až  $a_8$  z tabuľky 4.2 určiť také otáčky, aby tvar plochy odpovedal pracovnému bodu nehl'adiac na rozsah a správnosť výsledku. Z tohto dôvodu bola realizovaná manuálna voľba vhodných otáčok tak, aby vyhovovala pracovnému bodu systému a zároveň mala čo najvyššiu účinnosť. Voľba otáčok zodpovedá zeleným poliam v tabuľke 5.1.

Tab. 5.1 Prehľad pracovných bodov a otáčok turbíny v hodinových intervaloch.

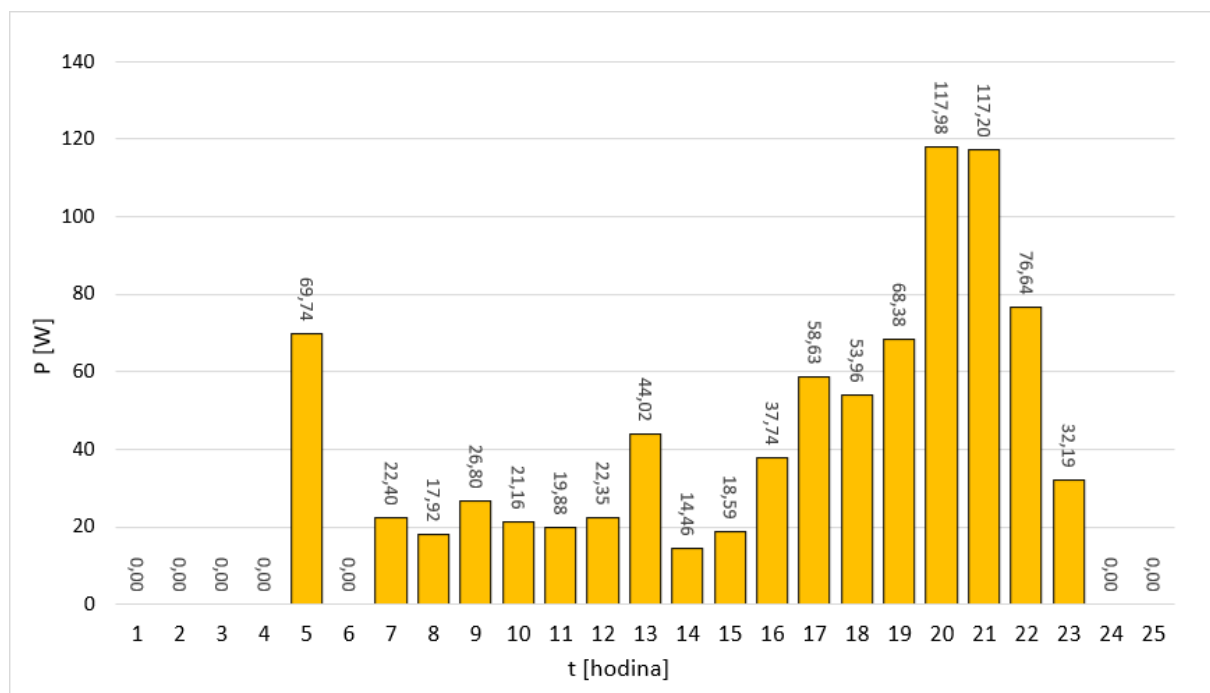
Interval	Q [ $l \cdot s^{-1}$ ]	H [m]	n1 [ $min^{-1}$ ]	n2 [ $min^{-1}$ ]	n3 [ $min^{-1}$ ]	$\eta$ [-]	P [W]
5:00	0,495	24,82	2400	4753	2788	57,9	69,736
7:00	0,375	24,42	-1231	4951	3633	24,9	22,396
8:00	0,355	23,28	-411	4780	3561	22,1	17,917
9:00	0,382	23,22	679	4816	3439	30,8	26,804
10:00	0,367	23,80	311	4782	3489	24,7	21,165
11:00	0,361	23,10	178	4763	3504	24,3	19,879
12:00	0,367	22,91	525	4762	3467	27,1	22,353
13:00	0,427	22,97	2424	4722	3116	45,7	44,016
14:00	0,342	22,69	-126	4680	3528	19,0	14,464
15:00	0,356	22,65	449	4711	3476	23,5	18,589
16:00	0,410	22,70	2195	4719	3198	41,3	37,737
17:00	0,464	22,74	3587	4519	2766	56,7	58,632
18:00	0,694	23,50	6004	1387	-867	33,7	53,955
19:00	0,725	22,96	5920	670	-1572	41,9	68,377
20:00	0,887	22,99	3866	-4072	-6094	59,0	117,977
21:00	0,887	22,90	3810	-4123	-6125	58,8	117,200
22:00	0,643	22,50	6038	2260	108	54,0	76,635
23:00	0,393	21,92	2454	4621	3196	38,1	32,188

K aproximácii plošnej charakteristiky bola zvolená polynomická plocha. Voľba stupňa bola realizovaná na základe porovnania odchyľky hodnôt vypočítaných z polynomu druhého a tretieho stupňa s hodnotami pracovných bodov z tabuľky 5.1. Pri porovnaní odchyľky (chyby) v druhej mocnine bolo podľa očakávania zistené, že polynom tretieho stupňa vykazuje vyššiu presnosť. Na základe toho bol zvolený tretí rád polynomickej plochy.

Pridelené otáčky v zeleno označených poliach v tabuľke boli spolu s parametrami prietoku a spádu manuálne kontrolované regresným preložením krivky charakteristiky PAT, z ktorej vyplýva, že pracovný bod sa nachádza na tejto krivke alebo v blízkosti s najnižšou presnosťou prietoku 86,9 % a spádu 98,9 %.

## 5.6 Výkonová analýza systému

Výkonová analýza systému je zobrazená na obrázku 5.3 a kvantifikuje množstvo vyrobenej energie v príslušných pracovných intervaloch.



Obr. 5.4 Grafické zobrazenie teoretického rekuperovaného výkonu.

Z grafu je podľa predpokladov vidieť, že najvyšší energetický zisk je v čase od 20:00 do 21:00, kedy prietok dosahuje svoje maximum. V čase o 5:00 bolo vyrobené porovnateľné množstvo energie ako v čase o 19:00, kedy bol energetický potenciál vyšší. Tento fakt vyzdvihuje význam účinnosti, ktorá bola v čase o 5:00 až 57,9 %. Celková získaná energia za jeden rok je 306 kWh, čo predstavuje 840 Wh za jeden deň. Táto získaná energia by mohla byť využitá pre napájanie akumulátorov a meracej techniky.

## 6 Epanet 2.2

Epanet 2.2 je freeware program umožňující vykonávat hydraulické simulácie tlakových vodovodných systémov pre newtonské kvapaliny a simuláciu kvality vody v systéme. Výpočtový model je možné v závislosti na čase a dejoch v ňom prebiehajúcich charakterizovať ako statický alebo kvázi-dynamický. Program bol vytvorený spoločnosťou Enviromental Protection Agency of United States pre lepšie pochopenie vodovodných systémov, čím umožňuje rozvoj a analýzu týchto systémov. Zlepšenie prináša v smeroch návrhu a optimalizácie alternatívnych stratégií manažmentu. [38]

Vodovodnú sieť zahŕňa potrubie, uzle, čerpadlá, ventily, vodojemy a rezervoáre. Epanet pri výpočtoch zaznamenáva prietoky v potrubí, tlaky v uzloch, výšky hladín vo vodojemoch a chemické zloženie vody v priebehu časových krokov modelu.

Užívateľskou výhodou modelovania v Epanetu je neobmedzená veľkosť siete a jej analýza. Na výpočet tlakových strát sa využívajú modely [38]:

- Hazen-Williams,
- Darcy-Weisbach,
- Chezy-Manning.

### 6.1 Hydraulická simulácia modelu programe Epanet

Riešenie hydraulického modelu v systéme sa realizuje na základe odberov – spotreby vody v systéme. Jedná sa o „Demand Drive Analysis“ (DDA), ktorého podstatou je, že odber v každom uzle siete je konštantný a realizuje sa nezávisle od tlaku v danom uzle. Tým sa zároveň určí celkové množstvo odoberanej vody. Následne sa dopočítajú prietoky vody v potrubí medzi jednotlivými uzlami, tlakové straty v potrubíach a hydrodynamický tlak v uzloch. Jedná sa o zjednodušujúci model výpočtu, ktorý nie je fyzikálne korektný, pretože v skutočnosti odber v uzloch závisí na tlaku v sieti. Pri správne nastavených okrajových podmienkach výsledok zodpovedá skutočnému riešeniu, v opačnom prípade software upozorní na záporný tlak v uzle a riešenie je neplatné. [23] [37]

Všeobecne sa pre výpočet využíva iteračný prístup riešenia nelineárnych rovníc bilancie hydraulického systému, použitím globálneho gradientného algoritmu „Global Gradient Alghoritm“ (GGA)

### 6.2 Gradientná metóda

- Gradientná metóda je využívaná k hydraulickému riešeniu prietokov a tlakov vo vodovodnom systéme, publikovaná Todini a Pilati (1987). Metóda riešenia je založená na 3 základných podmienkach [23]:
  - uzlová podmienka – zákon zachovania hmoty,
  - okružová podmienka – zákon zachovania energie,
  - hydraulická podmienka – vyjadrujúca stratovú výšku.

Gradientná metóda spočíva v odhade počiatočných prietokov v potrubíach medzi uzlami  $i$  a  $j$ . Pričom prietoky nutne nemusia splňovať uzlovú podmienku. Nasleduje iteračný výpočet, kde sú stanovené nové hodnoty tlakov v uzloch riešením nelineárnych rovníc, zapísaných maticovo ako:

$$\mathbf{A} \cdot \mathbf{H} = \mathbf{F} \quad (6.1)$$

kde  $\mathbf{A}$  – je Jakobiho matice typu  $n,n$ ,  $\mathbf{H}$  je vektor neznámych tlakových výšok vo všetkých uzloch siete,  $\mathbf{F}$  je vektor pravých strán.

Diagonálne prvky Jakobiho matice sú:

$$A_{ij} = \sum p_{ij}$$

nenulové nediagonálne prvky matice sú:

$$A_{ij} = -p_{ij}$$

Kde  $p_{ij}$  je inverzná derivácia tlakovej straty medzi uzlami  $i$  a  $j$ . Tlaková strata je počítaná zvlášť pre potrubné úseky a zvlášť pre úseky obsahujúce napríklad čerpadlá. Prvky vektoru  $F_i$  sú tvorené uzlovou podmienkou v  $i$ -tom uzle plus opravnou korekčnou hodnotou  $y_{ij}$ , ktorá sa počíta zvlášť pre potrubný a čerpadlový úsek.

$$F_i = \left( \sum_j Q_{ij} - D_i \right) + \sum_j y_{ij} + \sum_f p_{ij} H_{ij} \quad (6.2)$$

Táto rovnica platí pre každý uzol  $i$  a jeho spojenie na uzle  $f$  zo známou tlakovou výškou  $H_f$ . Následným riešením sústavy rovníc získame nové tlakové výšky  $H_i$  a prietoky  $Q_{ij}$  dopočítané z rovnice:

$$Q'_{ij} = Q_{ij} - (y_{ij} - p_{ij}(H_i - H_j)) \quad (6.3)$$

Výpočet je ukončený v momente, ak suma absolútnych zmien prietoku k celkovému súčtu prietokov je menšia ako 0,001. [23]

$$\frac{\sum_i (|Q'_{ij} - Q_{ij}|)}{\sum_i Q_{ij}} \leq 0,001 \quad (6.4)$$

Kde  $Q_{ij}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je prietok v  $n$ -tom kroku výpočtu,  $Q'_{ij}$  [ $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ ] je prietok v  $n-1$  kroku výpočtu.

### 6.3 Straty v potrubí Darcy-Weisbachova

Pri prúdení skutočnej kvapaliny v potrubných systémoch je veľmi dôležité zohľadnenie hydraulických strát. Najvýraznejšie straty sú spôsobené trením tenkých vrstiev kvapaliny v blízkosti potrubia, kde má viskózná kvapalina nulovú rýchlosť. Trením sa tlaková energia mení na energiu vo forme tepla. [38]

Darcy-Weisbachova rovnica vyjadruje výpočet tlakovej straty pre prípad laminárneho, prechodového a turbulentného prúdenia v potrubí. Je vyjadrená pomocou podielu dynamického tlaku, ktorý sa nazýva stratový súčiniteľ. Pre kanály stáleho prierezu je možné stratový súčiniteľ vypočítať využitím poloempirických vzťahov získaných na základe merania a dlhodobého výskumu v oblasti prúdenia. [39]

$$\frac{\Delta p_z}{\rho} = Y_z = \sum_{k=1}^n \left( \xi_k \cdot \frac{v_k^2}{2} \right) = \sum_{k=1}^n \left( \lambda_k \cdot \frac{L_k}{D_{hk}} \cdot \frac{v_k^2}{2} \right) \quad (6.5)$$

Kde  $\Delta p_z$  je stratový tlak [Pa],  $Y_z$  je stratová merná energia [ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ],  $\xi_j$  je miestny stratový súčiniteľ trenia v potrubí [-],  $D_{hk}$  je hydraulický priemer potrubia [m],  $L_k$  je dĺžka potrubia úseku [m] a  $\lambda_k$  je súčiniteľ trenia potrubia [-]. Index „ $k$ “ odpovedá číselnému označeniu potrubia v systéme s celkovým počtom potrubí „ $n$ “.

## 6.4 Hydraulické prvky siete Epanet

Model vodovodnej siete je tvorený ako súbor uzlových bodov prepojených medzi sebou. Prepojenia sú všeobecne tvorené potrubím, čerpadlami alebo redukčnými ventilmi. Uzlové body predstavujú uzlové strety potrubí, vodojemy a vodné nádrže. [37]

### 6.4.1 Uzlové body

Sú to body siete, ktoré prepájajú potrubia medzi sebou a voda do nich vstupuje alebo vystupuje. Základné vstupné definičné údaje sú nadmorská výška, odber vody, počiatočná kvalita vody (voliteľné). Uzlové body môžu byť zároveň charakterizované zmenou odberu závislou na čase, záporným odberom predstavujúcim vstup kvapaliny do siete a inými vlastnosťami zaoberajúcimi sa kvalitou vody. Výstupné vypočítané výsledky sú hydraulická výška hladiny, tlak v uzle a kvalita vody. [37]

### 6.4.2 Rezervoár/nádrž

Rezervoár je typ prvku predstavujúci nekonečne veľký zdroj vody pre sieť, používa sa pre modelovanie jazier, riek, pozemných zdrojov a k prepájaniu systémov. Základnými vstupnými parametrami sú hydraulická výška odpovedajúca výške hladiny pri atmosférickom tlaku a kvalita vody v prípade analýzy. Rezervoár je hraničným prvkom siete, preto nie je možné ovplyvniť jeho výšku alebo kvalitu prúdením vody v systéme. Jeho výšku je možné meniť v čase priradením časovej charakteristiky plnenia zo zdroju. [37]

### 6.4.3 Vodojem

Vodojem predstavuje prvok vo forme akumuláčnej nádrže s určenou kapacitou vody ktorej objem sa môže v závislosti na čase meniť vplyvom odberu v uzloch. Základné vstupné vlastnosti sú výška dna nádoby, priemer alebo tvar nádrže, počiatočná, minimálna a maximálna výška hladiny a kvality vody. Primárnou funkciou je prevádzka v minimálnom a maximálnom bode hladiny, v prípade poklesu hladiny pod minimálnu hodnotu je výtok z vodojemu zastavený analogicky pri plnení nádrže. [37]

### 6.4.4 Dýza

Dýza je typ prvku spojený s uzlom, ktorý modeluje prúdenie cez dýzu alebo clonu. Umožňuje modelovanie závlahových systémov, simuláciu porúch, napríklad prasklín alebo testy požiarneho hydrantu. [37]

### 6.4.5 Čerpadlo

Čerpadlo je prvok, ktorý dodáva kvapaline energiu. Základné vstupné parametre sú počiatočný a koncový uzol pripojenia čerpadla, charakteristika čerpadla. Čerpadlo môže byť definované aj ako zariadenie dávajúce kvapaline konštantnú energiu pre celý rozsah prietokov a tlakov v systéme. Výstupnými údajmi sú prietok a prírastok tlaku. Prietok cez čerpadlo je realizovaný zásadne iba v jednom smere, pričom čerpadlo pracuje iba v rozsahu charakteristiky. Pre čerpadlá je možné zohľadnenie práce s variabilnými otáčkami pomocou afinných vzťahov vyjadrených rovnicou 5.9 a rovnicou 5.10 vzťahnutých k pomeru nominálnych a nových otáčok označeným ako „N“. Režim vypnutého a zapnutého čerpadla alebo zmenu otáčok je možné nastaviť v závislosti na čase.

### 6.4.6 Redukčný ventil

Redukčné ventily sú prvky siete s funkciou redukcie tlaku alebo prietoku v systéme. Ich základné vstupné parametre sú počiatočný a koncový bod, priemer, nastavenie a status. Výstupné údaje sú prietok a tlakové straty vo forme stratovej výšky. Epanet 2.2 ponúka redukčné ventily rôznych typov:

- Tlakový redukčný ventil (PRV)
- Ventil pre udržanie tlaku (PSV)
- Ventil na reguláciu prietoku (FCV)
- Ventil na všeobecné použitie (GPV)

Každý typ ventilu má iný regulačný parameter, ktorý opisuje jeho pracovný bod (tlak pre PRV, PSV ventily, prietok pre FCV ventil a krivka stratovej výšky pre GPV ventil). Tlakový redukčný ventil PRV znižuje tlak na tlak požadovaný v bode systému, kde je umiestnený. Epanet 2.2 počíta s tromi stavmi práce PRV:

1. Aktívny stav v ktorom je ventil čiastočne otvorený a redukuje tlak podľa požadovaného nastavenia.
2. Plne otvorený v prípade, keď je tlak na vstupe nižší ako tlak požadovaný na výstupe.
3. Plne zatvorený v prípade, keď tlak na výstupe prevyšuje tlak na vstupe – zamedzuje spätnému prietoku.

Ventil pre všeobecné použitie GPV je používaný pre špeciálne aplikácie v systéme. Je definovaný stratovou výškou, ktorá je funkciou prietoku. Charakteristiku GPV je možné nahradiť charakteristickou krivkou turbíny, ktorá je definovaná rovnako stratovou výškou závislou od prietoku. Takýmto spôsobom je v Epanet 2.2 možné použiť GPV pre simulácie turbíny v sieti. Program ďalej neumožňuje výpočet vyprodukovanej energie, tá sa musí následne dopočítať pomocou Microsoft Excel alebo iného programu z výstupov stratovej výšky, prietoku a účinnosti turbíny. [37]

## 6.5 Riadenie prvkov siete

Za riadenie sa považuje ovládanie prvkov, ktoré určujú prevádzkové podmienky siete v závislosti na čase. Určuje sa stav prvkov, priechodnosť potrubí, otvorenie ventilov ako funkcia času, úrovne hladiny v nádrži, tlaku vo vybranom mieste. Riadenie siete v programe Epanet je možné rozdeliť do dvoch kategórií:

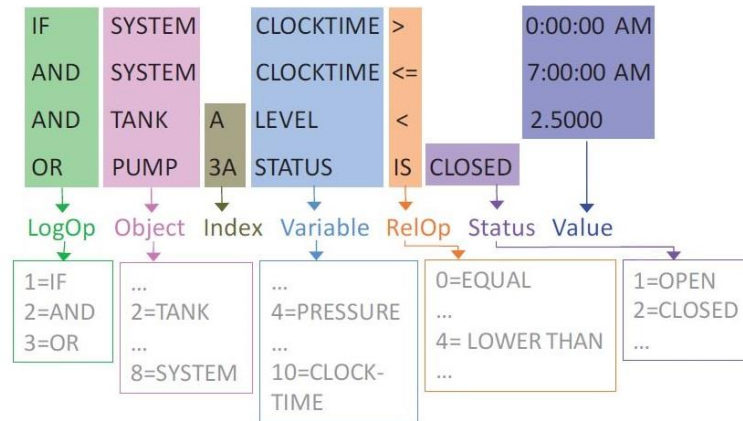
1. Jednoduché ovládanie („Simple Control“) - realizuje zmenu statusu alebo nastavenia v závislosti na zmene jedného riadiaceho parametru ako úroveň hladiny nádrže, tlak v uzle alebo v čase.
2. Podmienené ovládanie („Rule-base Controls“) - realizuje zmenu statusu alebo nastavenia na základe kombinácii stavov riadiacich parametrov, ktoré môžu počas simulácie nastať. [37] Podmienené riadenie má výhodu oproti jednoduchému v zmysle optimalizácie siete, automatickou reakciou systému a možnosťou riadenia s väčším množstvom preddefinovaných stavov. [40]

### 6.5.1 Podmienené ovládanie v Epanet 2.2

Je realizované na základe kódovania mimo grafického rozhrania softwaru. Formát kódu s logickými operátormi je zobrazený na obrázku 6.1. Každé pravidlo je tvorené pomocou troch základných častí:

- 1) predpoklad stavu ktorý môže nastať,
- 2) podmienka činnosti,
- 3) realizácia činnosti v prípade, že stav nastane alebo nenastane.





Obr. 6.1 Formát podmieneného riadenia Epanet 2.2 - podľa [40].

### Príklad riadenia napúšťania nádrže:

Systém vypne čerpadlo, ak hladina v nádrži dosiahne predpísanú hladinu a zároveň otvorí paralelnú vetvu potrubia. V prípade poklesu hladiny vody pod úroveň minima zapne čerpadlo a paralelnú vetvu uzatvorí. [40]

RULE 1  
IF TANK 1 LEVEL ABOVE 19.1  
TAHN PUMP 335 STATUS IS CLOSED  
AND PIPE 330 STATUS IS OPEND

RULE 2  
IF TANK 1 LEVEL BELOW 17.1  
TAHN PUMP 335 STATUS IS OPEND  
AND PIPE 330 STATUS IS CLOSED

## 7 Tvorba modelu v programe Epanet 2.2

Zostavenie modelu v Epanet 2.2. pozostáva z troch základných častí:

- 1) analýza a príprava vstupných dát,
- 2) tvorba siete modelu,
- 3) spracovanie a vyhodnotenie výstupných dát.

### 7.1 Analýza a príprava vstupných dát

V tomto kroku boli použité dáta zo štatistického spracovania z kapitoly 3.3, ktoré boli ďalej rozšírené o charakteristické vlastnosti potrubí, uzlov, redukčného ventilu a vodojemu. Vlastnosti týchto prvkov predstavujú okrajové podmienky výpočtu. Pre tvorbu modelu boli potrebné nasledovné dáta:

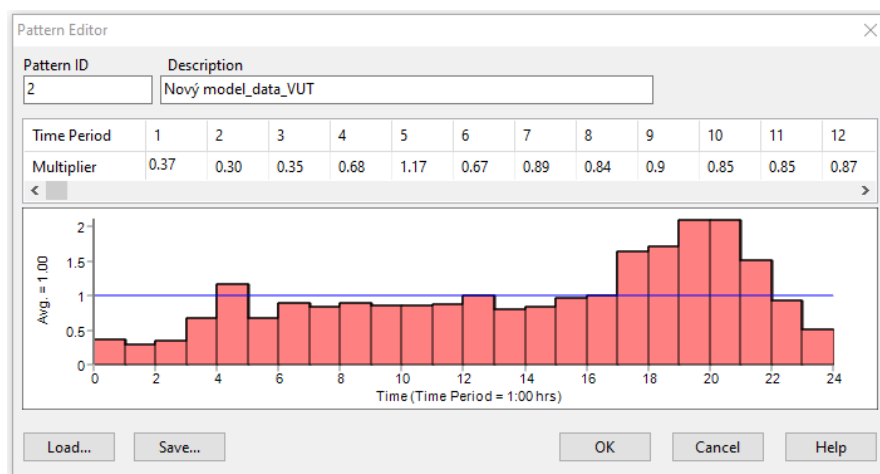
- výkresová dokumentácia vodovodného systému vo formách .shp, .shx, .cpg, .dbf získaných od obce Nové Bránice,
- vlastnosti vodojemu Moravské Bránice, ktorý zásobuje Nové Bránice [24],
- dáta tlakových a prietokových pomerov v období 30.7.2021 až 31.7.2022 od VAS a.s.,
- dáta tlakových a prietokových pomerov v období 23.11.2022 až 1.12.2022 získané meraním univerzity.

#### 7.1.1 Zát'azová odberová charakteristika

Dôležitou časťou prípravy vstupných dát bola tvorba zát'azovej odberovej charakteristiky pre uzlových odberateľov, ktorá tvorila jednu z okrajových podmienok. Vytvorená bola na základe zát'azovej odberovej krivky. Tá bola následne rozdelená do 24 hodinových intervalov, ktoré v súčte reprezentujú denný odber. Suma multiplikátorov v časových intervaloch vytvorila zát'azovú odberovú charakteristiku, ktorú bolo možné prideliť uzlu s ľubovoľným priemerným odberom za deň. Časový interval je definovaný násobkom priemernej dennej spotreby v danom hodinovom intervale. Je vypočítaný ako:

$$\frac{Q_{h(\text{priemer})}}{Q_{d(\text{priemer})}} = \text{Multiplikátor}$$

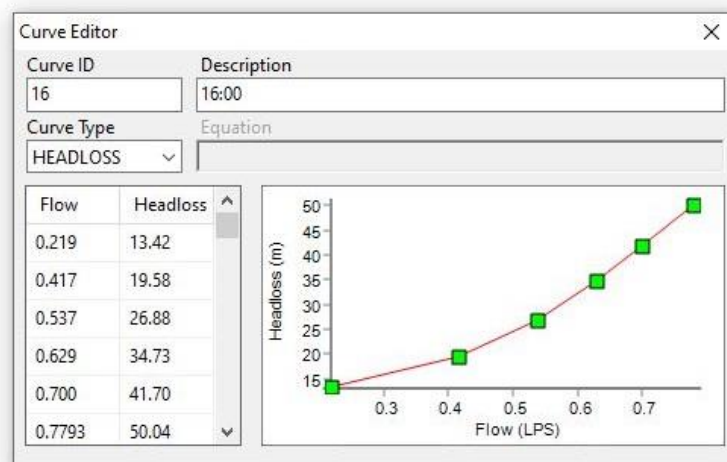
kde  $Q_{h(\text{priemer})}$  [ $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je priemerný prietok v hodinovom intervale a  $Q_{d(\text{priemer})}$  [ $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ ] je priemerný denný prietok.



Obr. 7.1 Vstup odberovej zát'azovej charakteristiky v programe Epanet 2.2.

### 7.1.2 Charakteristické krivky turbíny

K tomu, aby bolo možné simulovať prevádzku turbíny alebo PAT v programe Epanet, je nutné poznať jeho charakteristiku stratovej výšky ako funkciu prietoku. V prípade simulácie vodovodnej siete Nových Bránic so systémom rekuperácie, boli využité krivky PAT, ktorých tvorba je popísaná v kapitole 5. Charakteristiky turbín boli vložené do programu Epanet cez grafické rozhranie zobrazené na obrázku 7.2.



Obr. 7.2 Charakteristika turbíny v programe Epanet 2.2.

### 7.1.3 Odber vody v uzloch

K stanoveniu odberu vody v uzloch sa vychádzalo z priemernej spotreby vody obce za jeden deň, tento objem vody bol rozdelený do odberných uzlov. Veľkosť odberu vody bola približne vypočítaná podľa vyhlášky č. 120/2011 Sb. [41]. V obci sa predpokladá, mimo rodinných domov a iných objektov verejnej občianskej vybavenosti, s tromi odbernými miestami so zvýšeným odberom, a to Jubilejní ZŠ Masarykova spojenou s MŠ, jedným športoviskom, AGRO priemyslom a priemyslom iného typu. Pre tieto objekty boli stanovené odbery podľa tabuľky 7.1, ktorá vychádza z vyhlášky č. 120/2011 Sb.

Tab. 7.1 Normované odbery objektov v obci Nové Bránice.

Typ zariadenia	ZŠ a MŠ	AGRO. Priemysel	Priemysel iného typu	Športovisko
Počet osôb využívajúcich objekt [-]	60	26	30	20
Spotreba na 1 os [m <sup>3</sup> /deň]	0,025	0,071	0,082	0,055
Celková spotreba [m <sup>3</sup> /deň]	1,5	1,424	0,822	1,096

Spotreba vody pre odberné miesta mimo odberov objektov so zvýšeným odberom bola stanovená prerozdelením zostatkového objemu dňa. Tento objem bol podľa dát nameraných univerzitou 31,7 m<sup>3</sup>. Podľa Českého štatistického úradu bol počet obytných domov v obci Nové Bránice stanovený na 241. [25] Pre zjednodušenie modelu bol predpokladaný rovnaký odber každého domu.

Tab. 7.2 Odber jednej domovej prípojky.

Odber jednej domovej prípojky	0,0015611	[l·s <sup>-1</sup> ]
-------------------------------	-----------	----------------------

## 7.2 Tvorba siete modelu

Tvorbu siete modelu je možné rozdeliť do troch základných častí:

- tvorba topologického modelu,
- parametrizácia potrubia,
- parametrizácia uzlov.

V prvom kroku zostavenia topologickej siete bolo nutné zlúčiť a konvergovať dodané mapové formáty .shp, .dbf a .shx do formátu .gpx pomocou online konvertoru MyGeodata [42]. Formát .gpx následne umožňoval zobrazenie trás vodovodu v GPX studio [43]. Pomocou programu GPX studio je možné priradiť výškový profil siete vodovodného systému, ktorý je jednou z okrajových podmienok výpočtu. Sieť vodovodného systému bola pre čo najväčšie priblíženie modelu k skutočnosti modelovaná na mapovom podklade Nových Bránic. Výhodou takto modelovanej siete je jednoduchšie chápanie a predstava častí siete a prevádzkových stavov v nej.

V momente, keď nám bola známa celá topológia existujúceho modelu, bolo možné ju preniesť do programu Epanet umiestnením uzlov siete. Uzly siete boli umiestňované s ohľadom na konštrukciu siete, čo znamenalo, že uzol tvoril spojnicu potrubí vo vetvení a nie vždy predstavoval odberné miesto vzhľadom na rovnomerné rozmiestenie odberných miest. Odberné uzle reprezentujúce domy boli skupinovo rozdelené podľa zobrazenia na Mapy.cz [26] a priradené najbližšiemu uzlu v sieti. Týmto spôsobom bol redukovaný počet odberných miest do uzlov s väčším počtom prípojok. Uzlové body boli definované odberom a nadmorskou výškou, ktorá bola pre uzly s odberom v rozmedzí 193 až 222 m.n.m., odber odpovedal rozsahu 1 až 8 domových jednotiek na jeden uzol.

Posledný krok definície uzlu bolo priradenie záťažovej odbernej charakteristiky všetkým uzlom s odberom. Súčasťou umiestnenia uzlov bolo aj umiestnenie vodojemu, ktorý slúži ako zdroj vody pre obec. Vodojemu boli priradené charakteristické vlastnosti [4]:

Tab. 7.3 Technické údaje vodojemu.

Nadmorská výška	263	[m]
Maximálna výška hladiny	6	[m]
Minimálna výška hladiny	4	[m]
Konštantná výška hladiny	5,8	[m]
Priemer vodojemu	9,2	[m]
Minimálny objem vodojemu	265,7	[m <sup>3</sup> ]

Model vodojemu bude prevádzkovaný s konštantnou hladinou. Predpokladom konštantnej výšky hladiny vodojemu je nízky odber obce voči objemu vodojemu, kedy sa neuvažuje predpoklad, že by hladina vodojemu klesla pod minimálnu hladinu.

Stanovené uzlové body umožňovali ich následné spojenie prostredníctvom potrubí podľa výkresovej dokumentácie. Priemery a vlastnosti potrubia boli odčítané pre jednotlivé úseky v programe Bentley View V8i [44], ktorý umožňoval zobrazenie výkresu siete vo formáte .dgn, zároveň bol zdrojom informácií o materiáloch a priemeroch potrubia pre celú sieť. Na základe materiálových vlastností bol pridelený potrubiam bezrozmerný drsnostný súčiniteľ  $c$  podľa Hazen – Williamsa. Tieto hodnoty boli odčítané a následne manuálne prevedené do programu Epanet 2.2 pre výpočet tlakovej straty v potrubí. Potrubná sieť je podľa výkresovej dokumentácie tvorená prevažne z polyetylénového potrubia, liatinové potrubie je použité v úseku výtlačného potrubia vodojemu, ktoré spája vodojem s obcou Nové Bránice a sústavou vodojemov.

Tab. 7.4 Súčiniteľ drsnosti materiálu podľa Hanzen – Williams [45].

<i>Materiál</i>	<i>H-W c [-]</i>
<i>PVC,PE</i>	150
<i>Tvárna liatina</i>	125
<i>Liatina s výstelkou</i>	135

Priemer potrubia vodovodu má podľa výkresovej dokumentácie svetlost' DN63, DN90, DN110, DN160 a DN200. Dĺžka úsekov medzi uzlami bola stanovená pomocou programu Bentley View V8i z pôvodného formátu .dgn, metódou merania pozdĺž trate. Meranie malo charakter manuálneho označenia dvoch bodov potrubnej trasy, ktorých výstupom bola dĺžka potrubia medzi nimi. Z toho dôvodu je možné predpokladať odchýlku od reálnej dĺžky potrubia, ktorá by nemala výrazným spôsobom meniť charakter a chovanie potrubnej siete. Sieť je zjednodušená zanedbaním časti výtlačného potrubia spájajúceho vodojem Moravské Bránice s Vodojemom Ivančice – Padochov.

Ďalšia okrajová podmienka systému je definovaná redukčným ventilom, ktorý je umiestnený v mieste revíznej šachty. Redukčný ventil Cla-Val 90-01, ktorý sa nachádza v redukčnej šachte bol simulovaný pomocou redukčného ventilu typu PRV. Ventil PRV bol rovnako ako Cla-Val 90-01 charakterizovaný priemerom DN90 a tlakom na výstupe 5,0 bar. Výstupný tlak ventilu bol do programu Epanet 2.2 zadaný vo forme výšky vodného stĺpca s hodnotou 51 metrov. Takto vytvorený model následne odpovedal aktuálnemu stavu vodovodného systému Nových Bránic s úplne zadanými okrajovými podmienkami.

Tab. 7.5 Prehľad prvkov siete modelu Nové Bránice.

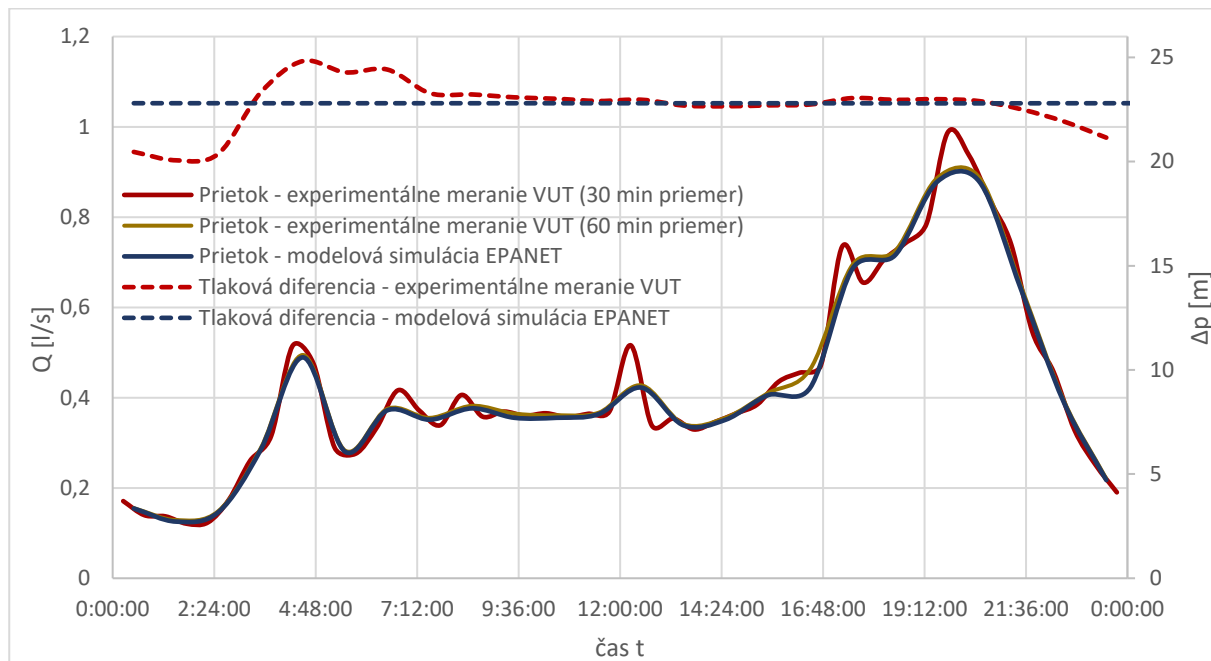
Prvok	Počet
Počet uzlov	99
Počet potrubí	103
Počet vodojemov	1
Počet PRV ventilov	1

Tab. 7.6 Prehľad potrubí siete modelu Nové Bránice.

Priemer potrubia	Dĺžka
DN63	1621.5 [m]
DN90	2185.2 [m]
DN110	1145 [m]
DN160	547 [m]
DN200	629 [m]
Celková dĺžka	6127.7 [m]

### 7.3 Spracovanie a vyhodnotenie výstupných dát

V tejto časti modelovej analýzy vodovodu prebehol výpočet prúdenia a strát v potrubí a výpočet hydrostatického tlaku v uzloch. Takto namodelovaný systém ponúka prehľad prúdenia a hodnôt tlakov u odberateľov. Obrázok 7.3 zobrazuje porovnanie nameraných hodnôt priamo v lokalite a hodnôt zo simulácie.



Obr. 7.3 Grafické porovnanie simulácie a meraných dát VUT.

Z obrázku 7.3 je možné vidieť, že tlaková diferencia tlaku na redukčnom ventilu a prietok cez ventil z experimentálneho merania a simulovaného modelu majú rovnaký charakter v celom priebehu dňa. Obrázok 7.3 zobrazuje porovnanie s experimentálnym meraním s priemernými hodnotami 30 minút, kde je možné vidieť rozdiel hodnôt prietoku v čase o 12:00 a 20:00. Tieto rozdiely poukazujú, že s kratším časovým krokom by sa prevádzkové hodnoty modelu líšili. Model s časovým krokom jednej hodiny ponúka len približnú predstavu o prevádzkových stavoch siete.

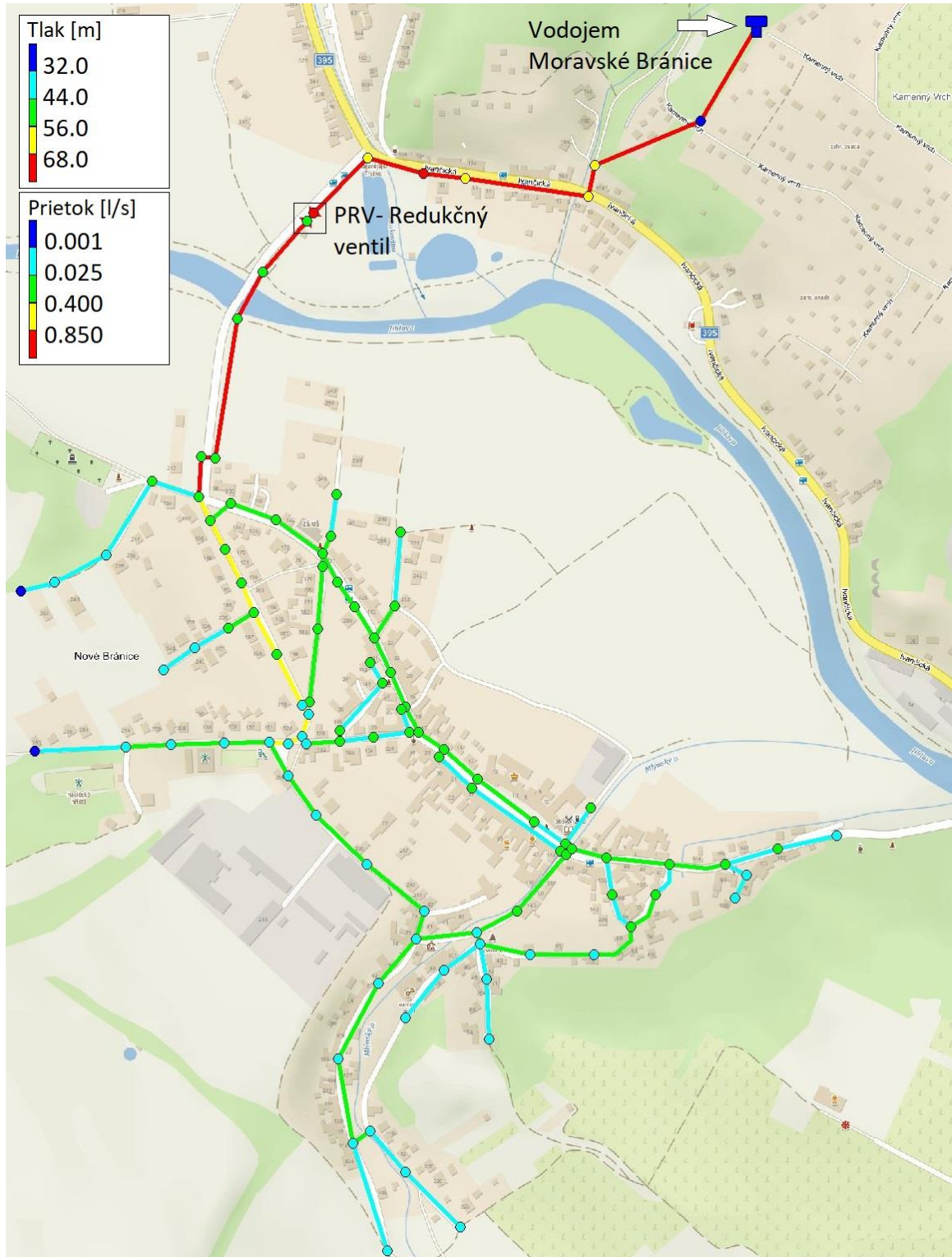
Na základe porovnania priebehov tlakovej diferencie je možné zhodnotiť, že tlak na výstupe z modelu tlakového redukčného ventilu bol zvolený správne, pretože v ustálených hodnotách experimentálneho merania od 7:30 do 21:30 má rovnakú hodnotu. Rozdiel tlakov od 21:30 do 7:30 môže byť zapríčinený plnením alebo iným prevádzkovým stavom nami zanedbanej vetvy vodojemov Ivančice – Padochov.

Obrázok 7.4 zobrazuje záznam tlakových a prietokových pomerov v najvyššom záťažovom stave siete o 20:00. Z obrázku 7.4 je vidieť, že tlak na prípojke pre odberové miesto spĺňa požiadavky dané vyhláškou a tlak nepresahuje hodnotu 0,6 MPa a neklesá pod hodnotu 0,15 MPa, kedy hodnota 0,15 MPa je minimálna hodnota tlaku udávaná výnimkou pri nedosiahnutom minimálnom normalizovanom tlaku 0,25 MPa podľa [41]. Tlak vyhovujúci norme zabezpečuje funkčnosť systému a prevenciu pred vznikom netesnosti potrubia a následným stratám. Miesto z najnižším tlakom je v uzle č. 16 v nadmorskej výške 222 m s limitne nedosahujúcou hodnotou tlaku 0,235 MPa pre štandardnú dodávku. Hodnota najvyššieho tlaku v uzlovom bode s odberom č. 20 v nadmorskej výške 193 m dosahuje 0,52 MPa.

Rýchlosti prúdenia v potrubíach dosahovali maximálnu rýchlosť  $0,055 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , priemerná rýchlosť prúdenia v systéme je  $0,017 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , kedy sa rýchlosť v niektorých úsekoch potrubia približovala k nule. Optimálna rýchlosť prúdenia vody v potrubí vodovodného systému je v rozmedzí  $0,8$  až  $1,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Na základe toho je možné povedať, že distribučná sieť sa javí ako predimenzovaná a nízka rýchlosť prúdenia môže spôsobovať nižšiu kvalitu dodávanej vody. [46] Na základe vyhotovenia siete z polyetylénu nehrozí poškodenie potrubia inkrustáciou

alebo zvýšenou náchylnosťou korózneho poškodenia v porovnaní s oceľovým potrubím, kde sú tieto typy poškodení zapríčinené nízkymi rýchlosťami prúdenia. [47]

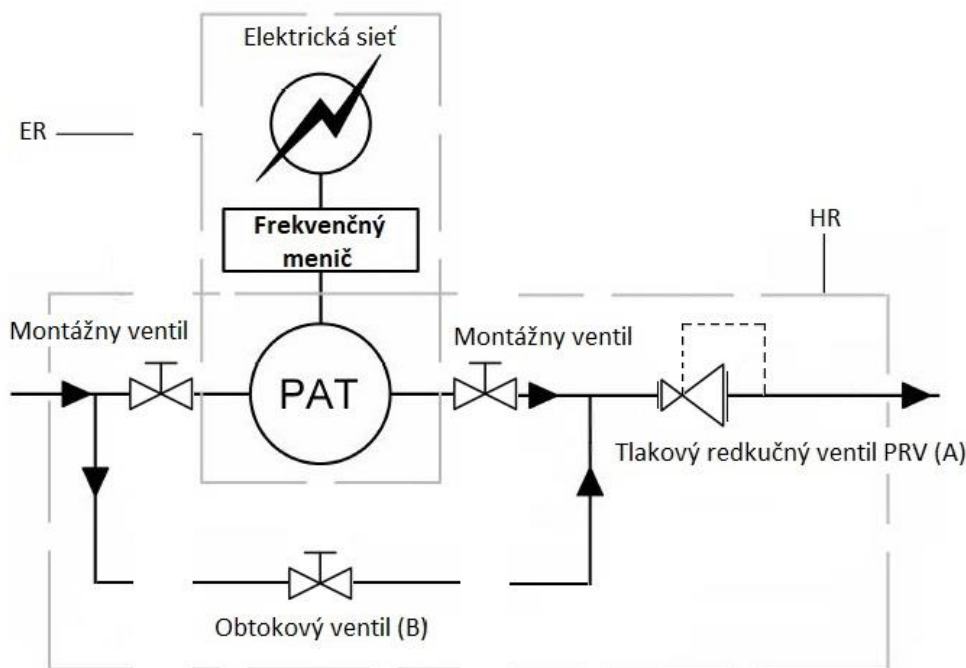
Na základe tejto analýzy bolo zistené, že výsledné tlaky v uzloch, prietoky a rýchlosti v potrubíach sú dostatočné pre zásobovanie vodou v oblasti.



Obr. 7.4 Modelová sieť vodovodu v programe Epanet 2.2.

## 8 Tvorba modelu vodovodnej siete s rekuperačným systémom

Táto časť práce sa zaoberá implementovaním navrhnutého rekuperačného systému z kapitoly 5 do modelu siete Epanet 2.2. Čerpadlo v turbínovom režime je zaradené do siete podľa schémy na obrázku 8.1 v mieste redukčného ventilu. Obrázok 8.1 zobrazuje časti systému hydraulickej regulácie označené ako HR a elektrickej regulácie s označením ER, tieto typy regulácií umožňujú ovládanie systému tak, aby nebola ohrozená dodávka vody k odberateľom a prevádzka PAT bola čo najefektívnejšia.



Obr. 8.1 schematické zapojenie PAT a PRV do vodovodného systému - podľa [48].

Hlavné prvky hydraulickej regulácie HR sú obtokový ventil (B) a tlakový redukčný ventil (A). Ventil (A) je v prevádzke nepretržite a nezávisí na prevádzkovom stave systému - či voda prúdi cez PAT alebo obtokovú vetvu. V časovom intervale, keď sú hodnoty prietoku nízke na prevádzku PAT, je otvorený obtokový ventil (B), v tomto prípade sa tlak z vodojemu redukuje na prevádzkový tlak v sieti. V opačnom prípade, keď je prietok dostatočný, je ventil (B) úplne uzavretý a voda prúdi cez vetvu s PAT. V intervaloch rekuperácie pomocou PAT je v prevádzke elektrická regulácia ER pozostávajúca z frekvenčného meniča a generátora. Frekvenčný menič umožňuje nastavenie otáčok PAT tak, aby pracovný bod odpovedal systémovým požiadavkám siete.

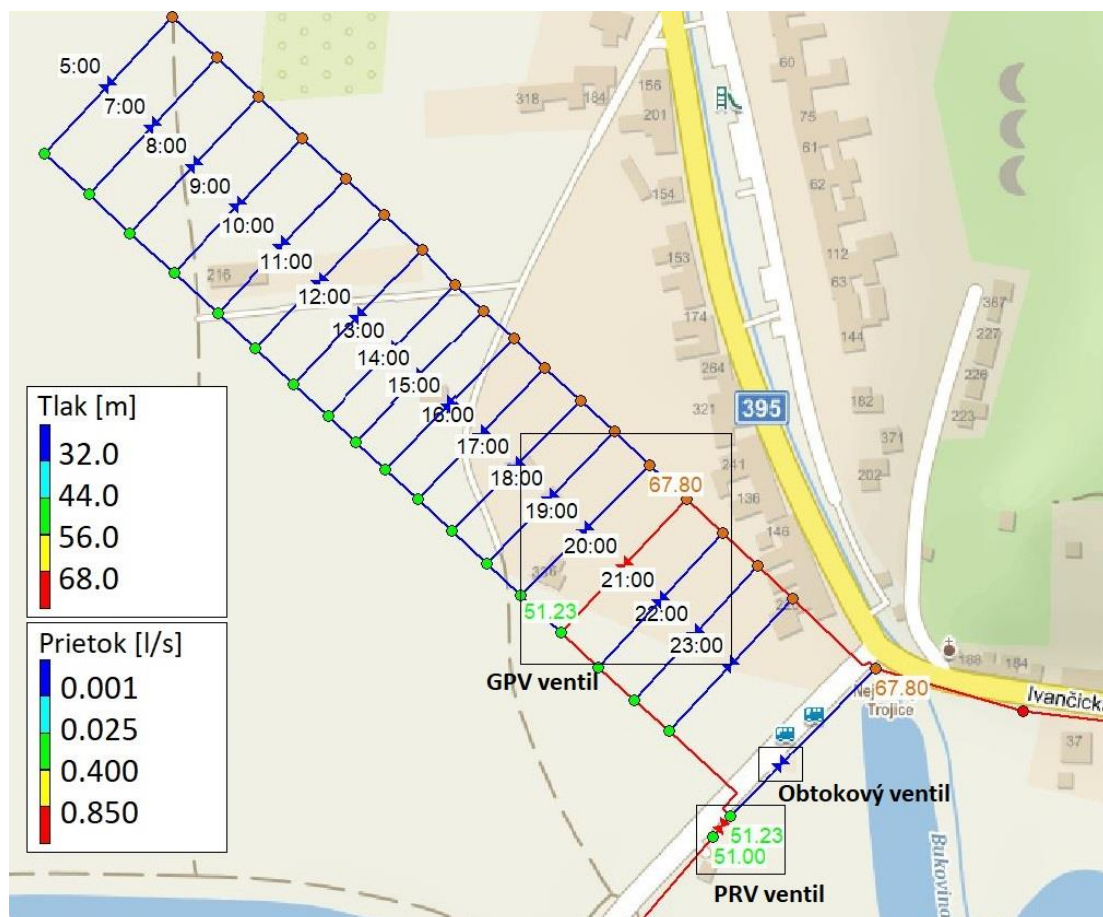
### 8.1 Realizácia modelu

Simuláciu turbíny je možné v Epanet realizovať pomocou GPV, ktorej chovanie je definované turbínovou charakteristikou. Pri regulácii PAT sa v závislosti na zmene otáčok mení aj charakteristika turbíny. Takáto zmena charakteristiky sa realizuje programovým riadením pomocou afinných vzťahov, ale len pre čerpadlo a GPV nie je možné regulovať takýmto spôsobom. Na základe rozdelenia simulácie dňa do hodinových intervalov, z ktorých PAT je v prevádzke 18 z 24 hodín, je možné každý hodinový úsek simulovať samostatnou GPV definovanou charakteristikou podľa otáčok z tabuľky 5.1.

Obrázok 8.2 zobrazuje náhradnú schému zapojenia PAT v intervale od 20:00 do 21:00, kedy je vstupný tlak 67,8 m redukovaný pomocou PAT na tlak 51,23 m vodného stĺpca, čo



odpovedá približne 0,50 MPa. Tento tlak zodpovedá tlaku, ktorý bol nameraný meraním tlakovej diferencie a je dostačujúci na to, aby zabezpečil normovaný tlak na výstupe u odberateľov. [41] V tomto časovom intervale má tlak na výstupe z PAT o niečo vyššiu hodnotu ako výstupný tlak na PRV ventile, preto je tlak ešte zredukovaný na výstupný s hodnotou 0,51 MPa.



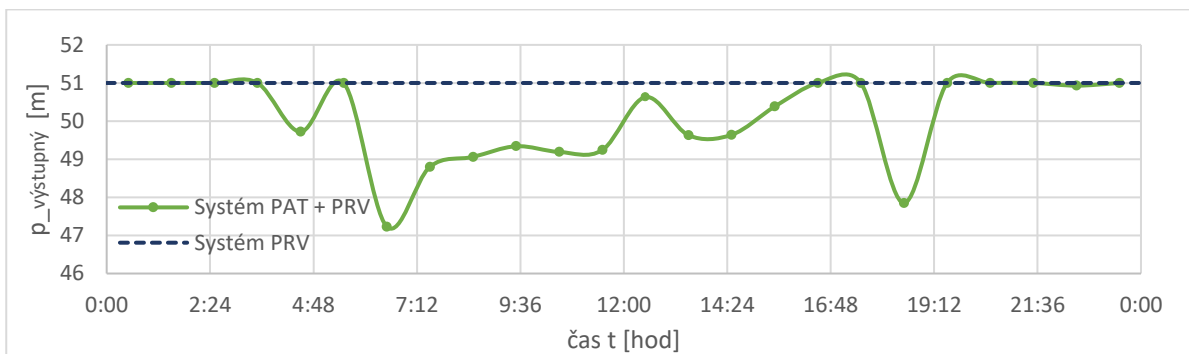
Obr. 8.2 Náhradná schéma zapojenie PAT v programe Epanet 2.2.

Prepínanie charakteristík v časových intervaloch bolo realizované podmieneným riadením ventilov zobrazených na obrázku 8.3. V prípade použitia PAT bol otvorený jeden z ventilov s prislúchajúcim časovým intervalom, v opačnom prípade bol otvorený obtokový ventil.

<p>IF SYSTEM CLOCKTIME &gt; 9:00:00 PM AND SYSTEM CLOCKTIME =&lt; 10:00:00 PM THEN PIPE 105 STATUS IS CLOSED AND VALVE 5:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 7:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 8:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 9:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 10:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 11:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 12:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 13:00 STATUS IS CLOSED</p>	<p>AND VALVE 14:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 15:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 16:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 17:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 18:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 19:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 20:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 21:00 STATUS IS <b>OPEN</b> AND VALVE 22:00 STATUS IS CLOSED AND VALVE 23:00 STATUS IS CLOSED</p>
--	---

Obr. 8.3 Podmienené riadenie v programe Epanet 2.2.

Pri porovnaní systému s redukčným ventilom a s rekuperačným systémom na obrázku 8.3 je evidentné, že použitie PAT neumožňuje udržiavať tlak na výstupe konštantný. Tlak vo vodovodnom systéme s rekuperaciou neumožňuje presiahnuť výstupnú hodnotu 0,5 MPa, ktorá je nastavená redukčným ventilom (A), ale pokles nie je nijak regulovaný a závisí len na charakteristike PAT. Na obrázku 8.3 je ďalej vidieť kolísanie tlaku na výstupe, kedy v lokálnych minimách o 6:30 a 18:30 bol tlak na výstupe v priemere o 3,5 metra nižší v porovnaní so systémom redukcie na ventile. Tento pokles je premietaný do poklesov tlakov v odberných miestach. Minimum tlaku sa rovnako ako v systéme s redukčným ventilom nachádza v uzle. č.16 s hodnotu tlaku 0,204 MPa. Pokles tlaku pod nominálnu hodnotu 0,25 MPa nastal aj v ďalších uzloch číslo 15, 54 a 82. Prietoky systémom boli zachované na základe rovnice kontinuity.



Obr. 8.4 Grafické porovnanie výstupných tlakov simulácií s a bez PAT.

## ZÁVER

Táto diplomová práca pojednáva o možnosti rekuperácie energie, ktorá sa nachádza vo vodovodnej distribučnej sieti. Cieľom práce je hlbšie pochopiť fungovanie vodovodnej siete a nájsť miesto s energetickým potenciálom, pre ktoré by bolo možné navrhnuť systém rekuperácie energie. Zámerom práce bolo vytvoriť virtuálny model vodovodnej siete pre lokalitu Nové Bránice a porovnať aktuálny stav a prevádzku siete s modelom, ktorý zahŕňa rekuperačný systém. Ako nástroj pre tvorbu modelu siete a matematickú simuláciu bol použitý program Epanet 2.2.

Úvod práce sa zaoberá rekuperačnými systémami prevádzkovanými v praxi. Čitateľ je zoznámený s rôznymi technickými prevedeniami hydraulických strojov, ich umiestnením vo vodovodnom systéme, pracovnými podmienkami, ale aj výkonmi, ktoré dodávajú. Táto kapitola ponúka prehľad o tom, aké technické riešenia je možné pri návrhu systému použiť.

Ďalšia časť práce je venovaná teórii fungovania tlakového redukčného ventilu, ktorý bol označený ako miesto s najvyšším energetickým potenciálom siete, ktorý sa dá využiť. Táto časť práce ďalej zahŕňa teóriu fungovania čerpadla v turbínovom režime, ktoré bolo zvolené ako vhodná technológia pre získavanie energie. Voľba čerpadla v turbínovom režime bola realizovaná na základe výhod veľkého rozsahu pracovných oblastí, veľkého množstva dodávateľov na trhu a pomerne nízkej ceny v porovnaní so špeciálne navrhovanými turbínami. Na základe toho táto kapitola zahŕňa teóriu spojenú s voľbou vhodného čerpadla a podrobným popisom celej charakteristiky čerpadla, ktorá je pri návrhu jedným z najdôležitejších faktorov.

K tomu, aby bolo možné navrhnuť rekuperačný systém, boli potrebné tlakové a prietokové pomery vo vodovodnej sieti. Návrh bol realizovaný pre obec Nové Bránice, ktorá v spolupráci s prevádzkovateľom VAS a. s. vedela poskytnúť dáta v rozsahu celého roku v rozmedzí od 30.7.2021 do 31.7.2022. Ďalšie tlakové a prietokové pomery boli získané meraním pod záštitou univerzity priamo v mieste revíznej šachty obce. Jednalo sa o krátkodobé meranie v horizonte jedného týždňa od 23.11.2022 do 1.12.2022. Po získaní dát bola realizovaná štatistická analýza, ktorej výstupy boli záťažové krivky odberu, tlakové pomery na redukčnom ventile, krivka trvania prietoku, krivky trvania spádu a ďalšie. Všetky tieto dáta boli dôležité k tomu, aby mohol byť rekuperačný systém navrhnutý čo najefektívnejšie. Porovnaním dát získaných od VAS. a. s. a meraním univerzity bolo zistené, že tlakové pomery na redukčnom ventile sú vo veľkej miere totožné. Pri porovnaní prietokov bolo zistené, že obe merania majú ten istý charakter priebehu, ale odlišujú sa vo veľkosti dosahovaných prietokov s priemerným percentuálnym rozdielom 40 %, ktorý pri pomerne nízkych prietokoch nebol výrazný. Celkovým výstupom analýzy boli pracovné body čerpadla v turbínovom režime vychádzajúce zo systému, ktoré ďalej vstupovali do návrhu. Návrh čerpadla bol spracovaný pre dáta z merania získaného univerzitou.

Časť práce návrhu čerpadla v turbínovom režime pracovala s návrhovou metodikou, ktorá pozostáva z blokovej schémy. Návrhová metodika bola vypracovaná s ohľadom na to, že pri výbere čerpadla v turbínovom režime nie je možné pomocou katalógu výrobcu a turbínovej charakteristiky zvoliť správne čerpadlo. Najväčším problémom pri výbere čerpadla je neznalosť turbínovej charakteristiky čerpadla, ktorú výrobcovia nemajú alebo neponúkajú. Tento problém absencie charakteristiky bol pri návrhu riešenia nahradený predikciou turbínovej charakteristiky. Predikcia vychádza z experimentálnych výskumov a štúdií, kedy pre rôzne špecifické otáčky čerpadla predikuje bezrozmerné charakteristiky turbínového režimu. Návrh pomocou predikčnej charakteristiky bol realizovaný pre odstredivé čerpadlo. V dôsledku

variability systému nebolo možné navrhnuť čerpadlo pre jeden statický bod, z toho dôvodu bola odberová záťažová krivka dňa rozdelená do 24 návrhových intervalov. Tento zjednodušujúci predpoklad pre návrh systému, ktorého variabilita je v skutočnosti niekoľkonásobne vyššia neodpovedá realite, ale poskytuje pohľad na možné riešenie návrhu.

Pri návrhu vhodného čerpadla, ktoré by vyhovovalo parametrom systému vodovodu obce, sme prišli k problému, že systém je charakteristický nízkym prietokom v priemere  $0,56 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ . Nízky prietok bol hlavnou prekážkou pri výbere čerpadla od rôznych výrobcov. Pre takto nízky parameter prietoku nebolo možné nájsť vhodné čerpadlo a návrh ďalej pracoval s umelo určenou okrajovou podmienkou priemeru obežného kola  $D = 65 \text{ mm}$ . Pre takto zvolené čerpadlo bola na základe bezrozmerných charakteristík vytvorená turbínová charakteristika, ktorá vyhovovala návrhovým bodom systému. Záver návrhovej metodiky pojednáva o variabilite systému a regulácii čerpadla v turbínovom režime. V tomto kroku bol zavedený predpoklad, že čerpadlo je riadené frekvenčným meničom, ktorý reguluje otáčky stroja. Výber vhodných otáčok pre pracovné intervaly bol naprogramovaný pomocou programového kódu a plošnej charakteristike vytvorenej v programe Python.

Výkonovou analýzou navrhnutého systému bola stanovená celková získaná energia za rok v objeme 306 kWh. Účinnosť rekuperačného systému bola v rozsahu 19 % až 59 %. Priemerná účinnosť systému počas celého dňa je 38,71 %.

Posledná časť práce je venovaná simulácií vodovodnej siete v programe Epanet 2.2. Na základe okrajových podmienok a výkresovej dokumentácie boli vytvorené dva modely sietí. Prvá modelová sieť je vytvorená pre aktuálny stav vodovodu s redukčným ventilom a druhá sieť je vytvorená s rekuperačným systémom. Ich porovnanie ukázalo, že charakter zásobovania vody užívateľov nebol výrazne ovplyvnený inštaláciou rekuperačného systému. Simulácia bola nastavená tak, aby maximálne využila tlakový potenciál, čo sa prejavilo v poklese tlaku v niektorých časových intervalov. Možnosťou, ako by sa dalo predísť tomuto poklesu tlaku u odberateľov, je využitie nižšieho ako maximálneho tlakového potenciálu a nechať koncové riadenie tlaku na redukčnom ventilu.

Je nutné brať do úvahy, že návrh je vytvorený na základe predpokladu charakteristiky odstredivého čerpadla s nami zvoleným priemerom obežného kola  $D = 65 \text{ mm}$  a tvar charakteristiky pre špecifické otáčky  $n_s = 11,53$ . Predikčná charakteristika má aj pri skutočnom stroji nepresnosť v rozsahu  $\pm 20 \%$  v bode s najvyššou účinnosťou. Táto práca môže slúžiť ako návod pri výbere čerpadla v turbínovom režime a v prípade, že by dané čerpallo malo byť inštalované, je nutné experimentálne overenie charakteristiky v turbínovom režime.

V prípade pokračovania v návrhu rekuperačného systému, by som odporučil zamerať sa na optimalizáciu prevádzkových otáčok každého čerpadla zvlášť a rozšírenie programu Epanet 2.2. pre výpočet s vyšším počtom krokov v jednom časovom úseku. V neposlednom rade hydraulická analýza ponúka reálne hodnoty prietokov a spádov, na základe ktorých by bolo možné navrhnuť obežné koleso čerpadla v turbínovom režime.

## ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮV

- [1] VINCENT DENIS, Aline Choulot a Petras PUNYS. Integration of Small Hydro Turbines into Existing Water Infrastructures. In: SAMADI-BOROJENI, Hossein, ed. *Hydropower - Practice and Application* [online]. InTech, 2012 [cit. 2023-04-30]. ISBN 978-953-51-0164-2. Dostupné z: doi:10.5772/35251
- [2] Hydropower energy recovery at Blackstairs GWS (Co. Wexford). In: *Dwr Uisce* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://www.dwr-uisce.eu/blackstairs-gws>
- [3] NOVARA, Daniele a Aonghus MCNABOLA. Design and Year-Long Performance Evaluation of a Pump as Turbine (PAT) Pico-Hydropower Energy Recovery Device in a Water Network. *Water* [online]. 2021, **13**(21) [cit. 2023-04-30]. ISSN 2073-4441. Dostupné z: doi:10.3390/w13213014
- [4] Water Pipe Power: Using Hydroturbines to Harvest Energy: A system of four hydroturbines inside a large source water pipe generates substantial electricity and fills the function of a pressure-reducing valve. In: *Tpomag* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: [https://www.tpomag.com/editorial/2015/11/water\\_pipe\\_power\\_using\\_hydroturbines\\_to\\_harvest\\_energy](https://www.tpomag.com/editorial/2015/11/water_pipe_power_using_hydroturbines_to_harvest_energy)
- [5] Trinkwasserkraftwerk in Mühlau. In: *Tirol.orf.at* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://tirol.orf.at/v2/radio/stories/2538784/>
- [6] SCHAEFERS, Christian. *Experimentelle Untersuchung und Validierung der Strömungsvorgänge einer Kaplan-Turbine mit zugehöriger Kennfeldbestimmung*. Kassel: kassel university press, 2019. Dostupné také z: <https://kobra.uni-kassel.de/handle/123456789/14558>
- [7] Wasserkraft – Pipeturbine. In: *Pwl anlagentechnik* [online]. Bückeberg Nemecko [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://pwl-anlagentechnik.de/produkte/pipeturbine/>
- [8] SKANE, Ramon. *Modelling, simulation and analysis of pressure reducing valve operation in water distribution networks and their related greenhouse gas emissions*. 2020. Dostupné také z: <https://researchportal.murdoch.edu.au/esploro/outputs/graduate/Modelling-simulation-and-analysis-of-pressure/991005544056607891>
- [9] SOUZA, Davi Edson Sales e., André Luiz Amarante MESQUITA a Claudio José Cavalcante BLANCO. Pump-as-turbine for energy recovery in municipal water supply networks. A review. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 2021, **43**(11), 489. ISSN 1806-3691. Dostupné z: doi:10.1007/s40430-021-03213-z
- [10] CLA-VAL 136E/D-03 : On/Off Solenoid Control Valve. In: *Cla-Val Europe* [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://cla-val-europe.com/en/product/cla-val-136e-d-03-on-off-electrical-remote-control-valve/>
- [11] Válvula reductora de presión: Modelo 720. In: *BERMAD* [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://www.bermad.com/es/product/modelo-720/>
- [12] KSB Circular Pump Lexicon - from A to Z: Turbine mode. In: *Www.ksb.com* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/en-global/centrifugal-pump-lexicon/article/turbine-mode-1115998>

- [13] CHAPALLAZ, J.M., G. FISCHER a P. EICHENBERGER. *Manual on Pumps Used as Turbines: MHGP series harnessing water power on a small scale*. Informatica International, Incorporated, 1992. ISBN 9783528020699. Dostupné také z: <https://books.google.sk/books?id=uMbyNAAACAAJ>
- [14] LOBANOFF, Val S. a Robert R. ROSS. *Centrifugal pumps: design & application*. 2nd ed. Houston: Gulf Pub. Co. in association with Plant Engineering, 1992. ISBN 0-87201-200-x.
- [15] BINAMA, Maxime, Wen-Tao SU, Xiao-Bin LI, Feng-Chen LI, Xian-Zhu WEI a Shi AN. Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2017, **79**, 148-179 [cit. 2023-04-30]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2017.04.071
- [16] MELICHAR, Jan, Jan VOJTEK a Jaroslav BLÁHA. *Malé vodní turbíny: konstrukce a provoz*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN isbn80-01-01808-3.
- [17] Impeller Classification and Specific Speed. In: *Pumps Design* [online]. [cit. 2023-05-02]. Dostupné z: <https://pumpsdesign.com/impeller-classification/>
- [18] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Zaklady čerpací techniky*. Vyd. 1. Praha: Ediční středisko ČVUT, 1981, 111 s. : il.
- [19] GÜLICH, Johann Friedrich. *Centrifugal Pumps* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010 [cit. 2023-04-30]. ISBN 978-3-642-12823-3. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-642-12824-0
- [20] KNAPP, R. T. Complete Characteristics of Centrifugal Pumps and Their Use in the Prediction of Transient Behavior. *Journal of Fluids Engineering* [online]. 1937, **59**(8), 683-689 [cit. 2023-04-30]. ISSN 0097-6822. Dostupné z: doi:10.1115/1.4020576
- [21] PUNYS, Petras a Linas JUREVIČIUS. Assessment of Hydropower Potential in Wastewater Systems and Application in a Lowland Country, Lithuania. *Energies* [online]. 2022, **15**(14) [cit. 2023-04-30]. ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en15145173
- [22] CAMILO ROSADO, Luis, P. LÓPEZ-JIMÉNEZ, Francisco-Javier SÁNCHEZ-ROMERO, Pilar CONEJOS FUERTES a Modesto PÉREZ-SÁNCHEZ. Applied Strategy to Characterize the Energy Improvement Using PATs in a Water Supply System. *Water* [online]. 2020, **12**(6) [cit. 2023-05-02]. ISSN 2073-4441. Dostupné z: doi:10.3390/w12061818
- [23] *Cíle a účel hydraulické analýzy: Předmět: BP003 Vodárenstv - Přednáška č. 9 Hydraulická analýza vodovodů I* [online]. Brno, 2019 [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/120821375-Cile-a-ucel-hydraulicke-analyzy.html>. Výukový materiál predmetu. VUT v Brne.
- [24] ING. ARCH. NAVRÁTIL, Emil, ed. *NOVÉ BRÁNICE Územní plán obce* [online]. In: . [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: [https://www.novebranice.cz/assets/File.ashx?id\\_org=10604&id\\_dokumenty=47696](https://www.novebranice.cz/assets/File.ashx?id_org=10604&id_dokumenty=47696)
- [25] ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD [ČSÚ]: *Počet domů podle výsledků sčítání od roku 1869 v obcích vybraného SO ORP [tabulka]* [online]. 2016 [cit. 30.4.2023]. Dostupné z: <https://vdb.czso.cz/vdbvo2/faces/cs/index.jsf?page=vystup-objekt-vyhledavani&vyhltext=nov%C3%A9+br%C3%A1nice&bkvt=bm92w6kgYnLDo>

- W5pY2U.&filtr=G~F\_M~F\_Z~F\_R~F\_P~\_S~\_U~301-501-401-202-411\_null\_&katalog=all&pvo=SCHIST04domy&pvoch=6208&pvokc=65#w=
- [26] *Mapy CZ* [online]. In: . [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://sk.mapy.cz/zakladni?l=0&x=16.4408952&y=49.0720074&z=17>
- [27] Snímač tlaku DMP 331: nerezový senzor pro univerzální průmyslové použití. In: *BD Sensors* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.bdsensors.cz/tlak/snimace-tlaku/detail/produkt/dmp-331>
- [28] BERGEL, Tomasz, Bartosz SZELĄG a Olga WOYCIECHOWSKA. Influence of a season on hourly and daily variations in water demand patterns in a rural water supply line – case study. *Journal of Water and Land Development* [online]. 2017, **34**(1), 59-64 [cit. 2023-04-30]. ISSN 2083-4535. Dostupné z: doi:10.1515/jwld-2017-0038
- [29] RIZVI, Syed, Rabee RUSTUM, Malini DEEPAK, Grant B. WRIGHT a Scott ARTHUR. Identifying and analyzing residential water demand profile; including the impact of COVID-19 and month of Ramadan, for selected developments in Dubai, United Arab Emirates. *Water Supply* [online]. 2021, **21**(3), 1144-1156 [cit. 2023-04-30]. ISSN 1606-9749. Dostupné z: doi:10.2166/ws.2020.319
- [30] SEARCY, James. Flow-Duration Curves. *U.S. Geol. Surv. Water Supply Pap.* 1959.
- [31] ROLAND, Uhunmwangho a Kenneth OKEDU. *Small Hydropower for Sustainable Development*. 2009, **10**.
- [32] MAXIME, Binama, Wen-Tao SU, Xiao-Bin LI, Feng-Chen LI a Yue ZHAO. *Investigation on pump as turbine (PAT) selection and performance prediction for micro hydropower schemes: A review*. 2016. Dostupné také z: [https://www.researchgate.net/publication/309417695\\_Investigation\\_on\\_pump\\_as\\_turbine\\_PAT\\_selection\\_and\\_performance\\_prediction\\_for\\_micro\\_hydropower\\_schemes\\_A\\_review/references](https://www.researchgate.net/publication/309417695_Investigation_on_pump_as_turbine_PAT_selection_and_performance_prediction_for_micro_hydropower_schemes_A_review/references)
- [33] DERAKHSHAN, Shahram a Ahmad NOURBAKHS. Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 2008, **32**(3), 800-807 [cit. 2023-04-30]. ISSN 08941777. Dostupné z: doi:10.1016/j.expthermflusci.2007.10.004
- [34] PÉREZ-SÁNCHEZ, Modesto, Francisco Javier SÁNCHEZ-ROMERO, Helena M. RAMOS a P. Amparo LÓPEZ-JIMÉNEZ. Improved Planning of Energy Recovery in Water Systems Using a New Analytic Approach to PAT Performance Curves. *Water* [online]. 2020, **12**(2) [cit. 2023-04-30]. ISSN 2073-4441. Dostupné z: doi:10.3390/w12020468
- [35] BARBARELLI, S., M. AMELIO a G. FLORIO. Experimental activity at test rig validating correlations to select pumps running as turbines in microhydro plants. *Energy Conversion and Management* [online]. 2017, **149**, 781-797 [cit. 2023-04-30]. ISSN 01968904. Dostupné z: doi:10.1016/j.enconman.2017.03.013
- [36] NAUTIYAL, Himanshu, VARUN a Anoop KUMAR. Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2010, **14**(7), 2059-2067 [cit. 2023-04-30]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2010.04.006

- [37] BAGHERI, H., S. Y. SADJADI a S. SADEGHIAN. EXPLORING THE ROLE OF GENETIC ALGORITHMS AND ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS FOR INTERPOLATION OF ELEVATION IN GEOINFORMATION MODELS. *ISPRS Annals of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences* [online]. 2013, -**21**, 25-31 [cit. 2023-05-02]. ISSN 2194-9050. Dostupné z: doi:10.5194/isprsannals-II-2-W1-25-2013
- [38] ROSSMAN, Lewis A., Hyoungmin WOO, Michael TRYBY, Feng SHANG, Robert JANKE a Terranna HAXTON. *EPANET 2.2 User Manual* [online]. In: . Water Infrastructure Division Center for Environmental Solutions and Emergency Response U.S. Environmental Protection Agency Cincinnati, Ohio 45268 [cit. 2023-04-30].
- [39] ŠTEFAN, David. *Hydraulické ztráty v potrubí*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2009. Dostupné také z: [https://www.vut.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=15930](https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=15930)
- [40] ŠKORPÍK, Jiří. *Teorie lopatkových strojů*. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2022. ISBN 978-80-214-6102-4.
- [41] MARCHI, Angela, Angus R. SIMPSON a Martin F. LAMBERT. Pump Operation Optimization Using Rule-based Controls. *Procedia Engineering* [online]. 2017, **186**, 210-217 [cit. 2023-04-30]. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2017.03.229
- [42] *Vyhlášky č.120/2011 Sb.: Směrná čísla roční potřeby vody*. In: . 2011. Dostupné také z: <https://voda.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/94-smerna-cisla-rocni-potreby-vody>
- [43] *MyGeodata Cloud* [online]. In: . [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://mygeodata.cloud/>
- [44] *GPX Studio* [online]. In: . [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://gpx.studio/>
- [45] Bentley View: Software For Viewing CAD Drawings And Models. In: *Www.bentley.com* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://www.bentley.com/software/bentley-view/>
- [46] Fluid Flow Friction Loss - Hazen-Williams Coefficients. In: <https://www.engineeringtoolbox.com/> [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/hazen-williams-coefficients-d\\_798.html](https://www.engineeringtoolbox.com/hazen-williams-coefficients-d_798.html)
- [47] CVELIHÁROVÁ, Daniela, Alena PAULIKOVÁ a Miroslav RUSKO. *CAUSES OF RISKS AT DRINKING WATER TRANSPORT •• Příčiny rizik při transportu pitné vody*. In: . 2021, pp. 238-248. ISBN 978-80-01-06906-6.
- [48] Inkrustace potrubí z polyetylenu nehrozí. In: *Wavinacademy* [online]. [cit. 2023-04-30]. Dostupné z: <https://www.wavinacademy.cz/blog/inkrustace-potrubí-z-polyetylenu-nehrozi/>
- [49] RAMOS, Helena M., Maria Cristina MORANI, Francesco PUGLIESE a Oreste FECAROTTA. Integrated Smart Management in WDN: Methodology and Application. *Water* [online]. 2023, **15**(6) [cit. 2023-04-30]. ISSN 2073-4441. Dostupné z: doi:10.3390/w15061217



## ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$A$	Jakobiho matica	[-]
$C$	aproximačná hodnota kritéria	[-]
$D$	priemer obežného kola	[m]
$D_{hk}$	hydraulický priemer potrubia	[m]
$E$	energia	[Wh]
$F$	vektor pravých strán	[-]
$g$	gravitačná konštanta	[m]
$H$	spád na turbínu	[m·s <sup>-2</sup> ]
$h_c$	hydraulická výška v komore PRV	[m]
$h_{\epsilon}$	dopravná výška čerpadla	[m]
$h_l$	stratová výška trením	[m]
$h_{in}$	vstupná hydraulická výška PRV	[m]
$h_{out}$	výstupná hydraulická výška PRV	[m]
$h_{sp}$	požadovaná hydraulická výška na výstupe PRV	[m]
$h_t$	výška spádu na turbínu	[m]
$H_{\check{C}}$	dopravná výška čerpadla (návrh)	[m]
$H_S$	výška spádu na turbínu daná systémom	[m]
$H_{Si}$	výška spádu stupňa na turbínu	[m]
$H_T$	výška spádu na turbínu (návrh)	[m]
$i_{st}$	počet stupňov stroja	[-]
$L_k$	dĺžka potrubia	[m]
$M$	krútiaci moment	[N·m]
$n$	otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$n_s$	špecifické otáčky	[-]
$n_{s_S}$	špecifické otáčky dané systémom	[-]
$n_{s_T}$	špecifické otáčky turbíny	[-]
$P$	výkon	[W]
$p_1$	tlak na vstupe	[Pa]
$p_2$	tlak na výstupe	[Pa]
$P_{in}$	tlak na vstupe PRV	[Pa]
$P_{out}$	tlak na výstupe PRV	[Pa]
$Q$	prietok	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Q_{\check{C}}$	prietok čerpadla	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Q_m$	hmotnostný prietok	[kg·s <sup>-1</sup> ]
$Q_S$	prietok daný systémom	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Q_{Si}$	prietok stupňa turbíny	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$Q_T$	prietok turbíny	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$v_1$	rýchlosť na vstupe	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_2$	rýchlosť na výstupe	[m·s <sup>-1</sup> ]
$w_2$	relatívna výstupná rýchlosť vody	[m·s <sup>-1</sup> ]
$Y_{\epsilon}$	skutočná merná energia čerpadla	[J·kg <sup>-1</sup> ]

$Y_{\dot{\epsilon}_{id}}$	merná energia čerpadla	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_T$	skutočná merná energia turbíny	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_{T_{id}}$	merná energia turbíny	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$Y_z$	stratová merná energia v potrubí	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
$\Delta h$	výšková odchylka kritéria	[-]
$\Delta h_{PRV}$	diferencia hydraulickéj výšky na vstupe a výstupe z PRV	[m]
$\Delta h_{L,PRV}$	stratová hydraulická výška v PRV	[m]
$\Delta q$	prietoková odchylka kritéria	[-]
$\Delta P_{PRV}$	tlaková diferencia na vstupe a výstupe z PRV	[Pa]
$\Delta p_z$	tlaková strata v potrubí	[Pa]
$\alpha_2$	uhol absolútne rýchlosti na výstupe	$[\text{°}]$
$\beta_2$	výstupný uhol kvapaliny	$[\text{°}]$
$\beta_{2B}$	výstupný uhol lopatky	$[\text{°}]$
$\beta_H$	koeficient transformácie výšky	[-]
$\beta_Q$	koeficient transformácie prietoku	[-]
$\beta_\eta$	koeficient transformácie účinnosti	[-]
$\eta_\epsilon$	účinnosť čerpadla	[-]
$\eta_T$	účinnosť turbíny	[-]
$\lambda_k$	dĺžkový stratový súčiniteľ	[-]
$\zeta_k$	miestny stratový súčiniteľ trenia	[-]
$\varphi$	bezrozmerný prietok	[-]
$\psi$	bezrozmerný spád na turbíny	[-]
$\pi$	bezrozmerný výkon	[-]

## ZOZNAM SKRATIEK

GWS	skupinový vodovod	(Group Water Scheme)
PAT	čerpadlo v turbínovom režime	(Pump as turbine)
VAS	vodárenská akciová spoločnosť	
VUT	vysoké učení technické	
PRV	redukčný tlakový ventil	(pressure reducing valve)
PSV	ventil pre udržanie tlaku	(pressure sustaining valve)
FCV	ventil na reguláciu prietoku	(flow control valve)
GPV	ventil na všeobecné použitie	(general purpose valve)
ZŠ	základná škola	
MŠ	materská škola	
AGRO	poľnohospodársky koncern	
HR	hydraulická regulácia	
ER	elektrická regulácia	
BEP	bod z najvyššou účinnosťou	(best efficiency point)

## ZOZNAM OBRÁZKOV

- Obr. 1.1 Odstredivé čerpadlo rekuperačného systému Blackstairs GWS [3].  
Obr. 1.2 Sférická turbína rekuperačného systému LucidPipe [4].  
Obr. 1.3 Axiálna turbína PipeTurbine [7].  
Obr. 1.4 Pracovná oblasť turbíny PipeTurbine [7].  
Obr. 2.1 a) PRV Cla-Val 136E/D-03 [10] b) PRV BERMAD Modelo 720 [11].  
Obr. 2.2 Rez tlakovým redukčným ventilom - podľa [8].  
Obr. 2.3 Pracovné oblasti konštrukčných typov PAT - podľa [3].  
Obr. 2.4 Tvar lopatiek v závislosti na špecifických otáčkach - podľa [17].  
Obr. 2.5 Čerpadlová a turbínová charakteristika hydraulického stroja - podľa [13].  
Obr. 2.6 Úplná charakteristika hydraulického stroja - podľa [19].  
Obr. 2.7 Straty vplyvom geometrie obežného kola upravená - podľa [13].  
Obr. 2.8 Straty v turbínovom a čerpadlovom režime - podľa [13].  
Obr. 3.1 Mapa označujúca obec Nové Bránice [26].  
Obr. 3.2 Schéma zapojenia meracej techniky.  
Obr. 3.3 Priemerný denný odber obce Nové Bránice.  
Obr. 3.4 Priemerný denný odber v závislosti od ročného obdobia.  
Obr. 3.5 Priemerný denný odber počas pracovného dňa a víkendu.  
Obr. 3.6 Tlakové pomery redukčného ventilu Nové Bránice.  
Obr. 3.7 Krivka trvania prietoku – dáta VAS a. s.  
Obr. 3.8 Krivka trvania prietoku – dáta VUT v Brne.  
Obr. 3.9 Krivka trvania spádu – dáta VAS a. s.  
Obr. 3.10 Krivka trvania spádu – dáta VUT v Brne.  
Obr. 3.11 Krivka trvania spádu: prevádzka pri minimálnom prietoku - podľa [13].  
Obr. 3.12 Krivka trvania spádu: kombinovaná prevádzka - podľa [13].  
Obr. 3.13 Krivka trvania spádu: prevádzka kombináciou zapojení PAT - podľa [13].  
Obr. 4.1 Model návrhového algoritmu pre výber PAT - podľa [33].  
Obr. 4.2 Grafické zobrazenie kritéria návrhu C - podľa [33].  
Obr. 4.3 Bezrozmerná charakteristika PAT - podľa [33].  
Obr. 4.4 Bezrozmerná charakteristika účinnosti PAT - podľa [33].  
Obr. 5.1 Priemerné hodinové intervaly prietoku priemerného dňa.  
Obr. 5.2 Charakteristika špeciálne navrhutej turbíny  $n=3000 \text{ min}^{-1}$ .  
Obr. 5.3 Plošná charakteristika špeciálne navrhutej turbíny.  
Obr. 5.4 Grafické zobrazenie teoretického rekuperovaného výkonu.  
Obr. 6.1 Formát podmieneného riadenia Epanet 2.2 - podľa [40].  
Obr. 7.1 Vstup odberovej záťažovej charakteristiky v programe Epanet 2.2.  
Obr. 7.2 Charakteristika turbíny v programe Epanet 2.2.  
Obr. 7.3 Grafické porovnanie simulácie a meraných dát VUT.  
Obr. 7.4 Modelová sieť vodovodu v programe Epanet 2.2.  
Obr. 8.1 schematické zapojenie PAT a PRV do vodovodného systému - podľa [48].  
Obr. 8.2 Náhradná schéma zapojenie PAT v programe Epanet 2.2.  
Obr. 8.3 Podmienené riadenie v programe Epanet 2.2.  
Obr. 8.4 Grafické porovnanie výstupných tlakov simulácií s a bez PAT.  
Obr. 0.1 Tlakový redukčný ventil CLA-VAL NG1E-90-01.  
Obr. 0.2 Ultrazvukový prietokomer pri meraní experimentálnych dát univerzitou.  
Obr. 0.3 Montážny ventil siete a tlakové senzory pre meranie experimentálnych dát.  
Obr. 0.4 Modelová sieť vodovodu – výškové a rýchlostné pomery.  
Obr. 0.5 Modelová sieť vodovodu s rekuperačným systémom – tlakové a prietokové pomery.

## **ZOZNAM TABULIEK**

- Tab. 2.1 Porovnanie výhod a nevýhod konvenčných turbín s PAT.
- Tab. 2.2 Výhody a nevýhod metód tlakového manažmentu sietí [22].
- Tab. 3.1 Meracia technika.
- Tab. 3.2 Dátová zbernica.
- Tab. 3.1 Odhad kapacitného faktoru.
- Tab. 4.1 Predikčné vzťahy konverzných súčiniteľov [35] [34].
- Tab. 4.2 Polynomy aproximačných plôch [36].
- Tab. 5.1 Pracovné body systému.
- Tab. 5.1 Prehľad pracovných bodov a otáčok turbíny v hodinových intervaloch.
- Tab. 7.1 Normované odbery objektov v obci Nové Bránice.
- Tab. 7.2 Odber jednej domovej prípojky.
- Tab. 7.3 Technické údaje vodojemu.
- Tab. 7.4 Súčiniteľ drsnosti materiálu podľa Hazen – Williams [45].
- Tab. 7.5 Prehľad prvkov siete modelu Nové Bránice.
- Tab. 7.6 Prehľad potrubí siete modelu Nové Bránice.
- Tab. 0.1 Body plošnej charakteristiky.

## **ZOZNAM PRÍLOH**

- Príloha 1 Revízná šachta vodovodu obce Nové Bránice
- Príloha 2 Python kód - predikčnej plošnej charakteristiky PAT k určení otáčok
- Príloha 3 Modelová sieť Epanet 2.2
- Príloha 4 Body plošnej charakteristiky PAT

**Príloha 1      Revízná šachta vodovodu obce Nové Bránice**



*Obr. 0.1 Tlakový redukčný ventil CLA-VAL NG1E-90-01.*



*Obr. 0.2 Ultrazvukový prietokomer pri meraní experimentálnych dát univerzitou.*



*Obr. 0.3 Montážny ventil siete a tlakové senzory pre meranie experimentálnych dát.*

## Priloha 2 Python kód - predikčnej plošnej charakteristiky PAT k určení otáčok

```
import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np
import pandas as pd
from sklearn import linear_model
from sklearn.metrics import mean_squared_error, mean_absolute_error

df = pd.read_csv("simon_data2.csv")
df.head()

def wanted_points():
    y = [24.82, 24.42, 23.22, 22.97, 22.70, 22.74, 23.05, 22.96, 22.99, 22.90, 22.50, 21.92]
    x = [
        0.494662729,
        0.375451193,
        0.382041725,
        0.427430512,
        0.410320439,
        0.463546282,
        0.694492895,
        0.724526598,
        0.886616159,
        0.887248143,
        0.642959116,
        0.392876301,
    ]
    return np.array(x), np.array(y)

def custom_predict(reg: linear_model.LinearRegression, order: int):
    x, y = wanted_points()
    if order == 2:
        xly1, xlx1, yly1 = x * y, x * x, y * y
        X_data = np.array([x, y, xly1, xlx1, yly1]).T
        return reg.predict(X_data)
    if order == 3:
        xly1, xlx1 = x * y, x**2
        x0y0, xly2, x2y1, x3y2, x3y1, yly1y1 = x**0 * y**0, x * y**2, x**2
        * y, x**3 * y**2, x**3 * y, y**3
        XX_data = np.array([x0y0, xly1, xly2, xlx1, x2y1, x3y2, x3y1, yly1y1]).T
        return reg.predict(XX_data)

x = df['X'].to_numpy()
y1 = df['Y1'].to_numpy()
y2 = df['Y2'].to_numpy()
y3 = df['Y3'].to_numpy()
z = df['Z'].to_numpy()

xly1, xlx1, yly1 = x * y3, x * x, y3 * y3
X_data = np.array([x, y3, xly1, xlx1, yly1]).T # X_data shape: n, 5
reg = linear_model.LinearRegression()
reg.fit(X_data, z)
z2 = reg.predict(X_data)
print("mean squared error 2nd order:", mean_squared_error(z, z2))
```

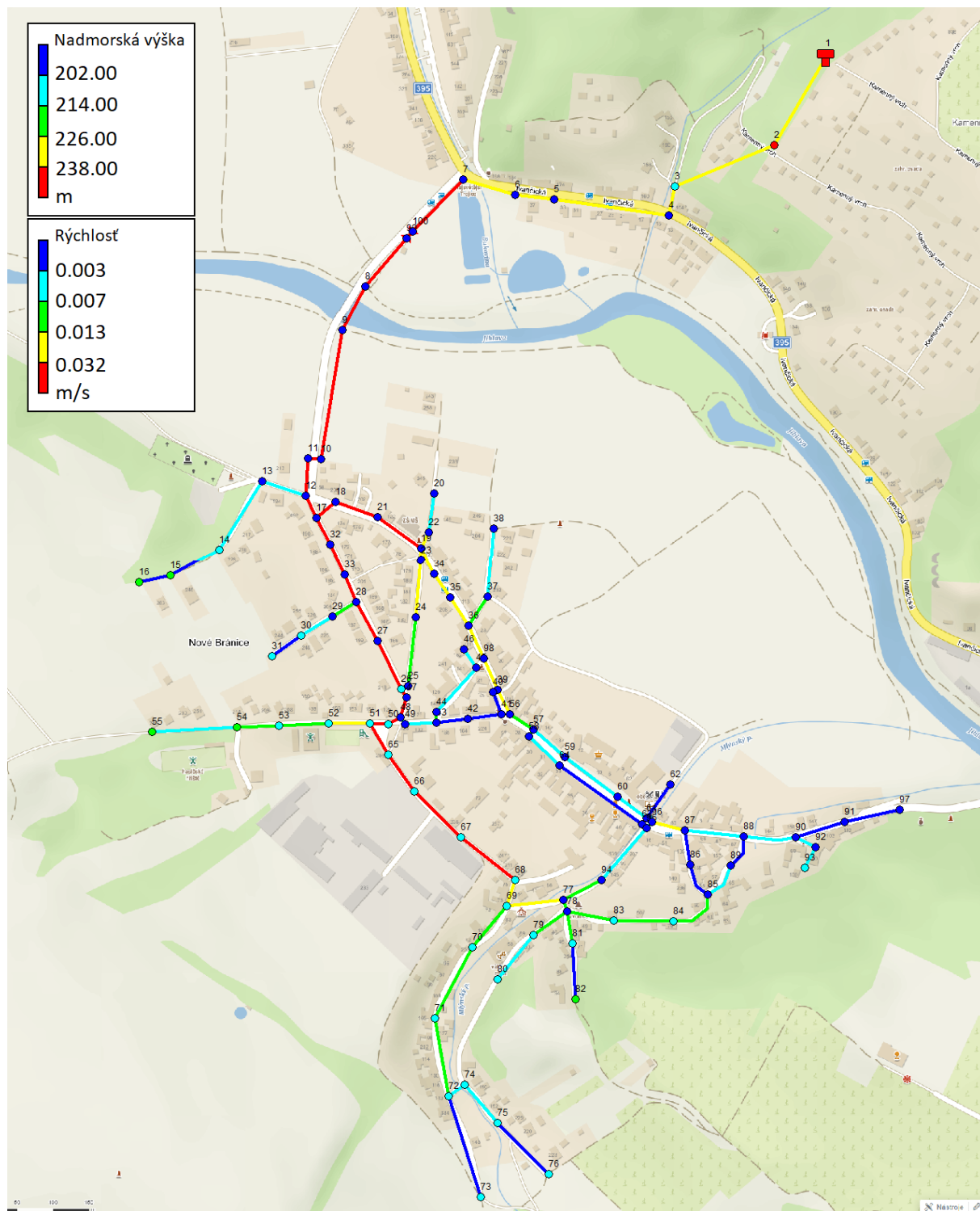


```
x1y1, x1x1 = x * y3, x**2
x0y0, x1y2, x2y1, x3y2, x3y1, y1y1y1 = x**0 * y3**0, x * y3**2, x**2 * y3,
x**3 * y3**2, x**3 * y3, y3**3
XX_data = np.array([x0y0, x1y1, x1y2, x1x1, x2y1, x3y2, x3y1, y1y1y1]).T #
X_data shape: n, 5
regr = linear_model.LinearRegression()
regr.fit(XX_data, z)
Z = regr.predict(XX_data)
print("mean squared error 3rd order:", mean_squared_error(z, Z))

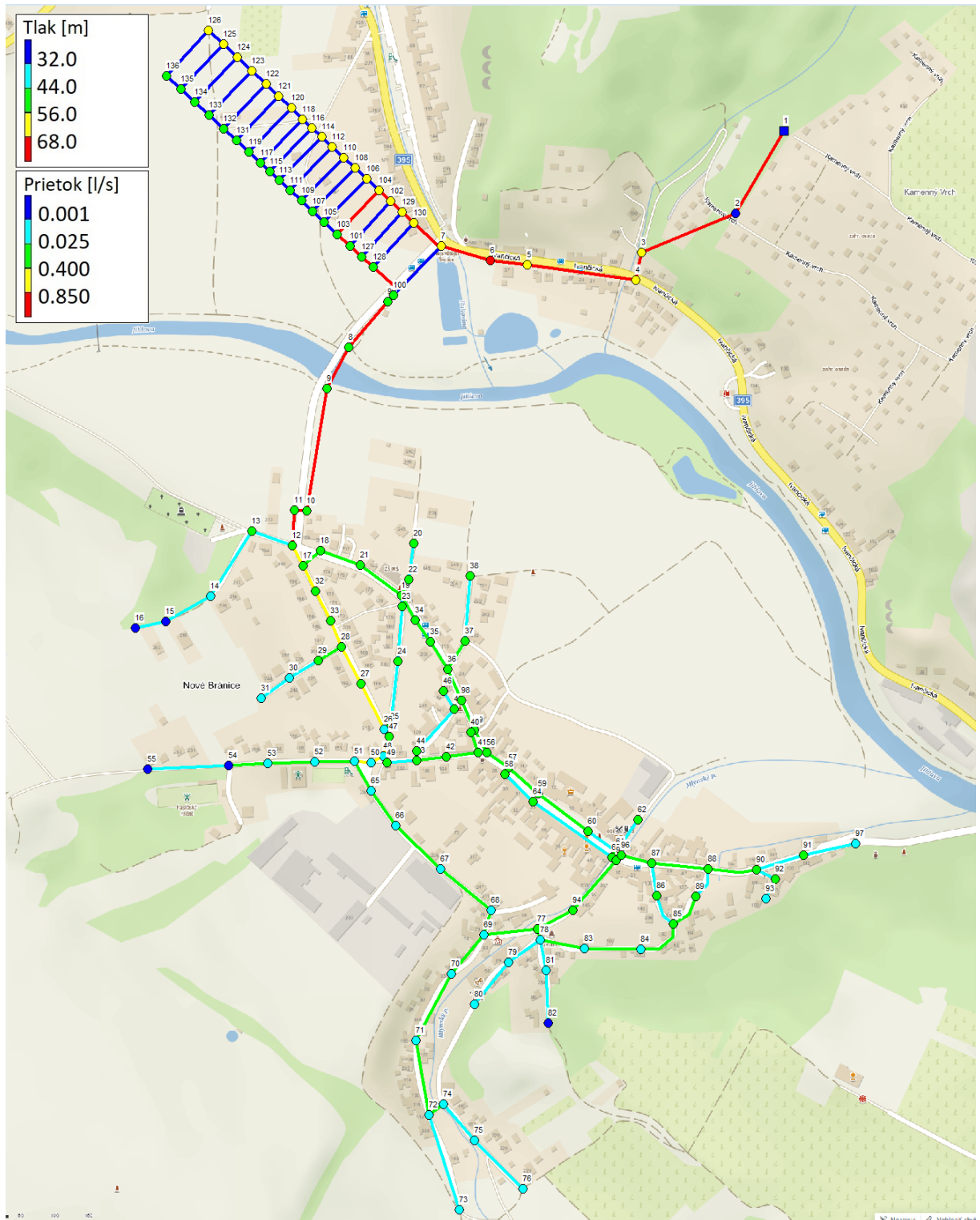
%matplotlib notebook

ax = plt.axes(projection="3d")
points3 = df[["X", "Y3", "Z"]].to_numpy()
ax.scatter(
    [ww[0] for ww in points3],
    [ww[2] for ww in points3],
    [ww[1] for ww in points3],
    color="k",
    label='namerene body'
)
points_reg = np.concatenate([df[["X", "Y3"]].to_numpy(), Z.reshape(-
1,1)], axis=1)
ax.scatter(
    [ww[0] for ww in points_reg],
    [ww[2] for ww in points_reg],
    [ww[1] for ww in points_reg],
    color="red",
    label='regression'
)
# points_plane = np.concatenate([x, y3, ZZ], axis=1)
# ax.plot_wireframe(x, ZZ, y3, color="green",)
plt.legend()
```

Príloha 3 Modelová sieť Epanet 2.2



Obr. 0.4 Modelová sieť vodovodu – výškové a rýchlostné pomery.



Obr. 0.5 Modelová sieť vodovodu s rekuperačným systémom – tlakové a prietokové pomery.

#### Priloha 4 Body plošnej charakteristiky PAT

Tab. 0.1 Body plošnej charakteristiky.

Prietok Q [m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	Spád [m]			Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Priemer obežného kola D [m]
	H1	H2	H3		
0,38	5,74	11,48	17,22	2400	0,065
0,45	6,80	13,61	20,41	2400	0,065
0,51	8,38	16,76	25,14	2400	0,065
0,65	12,78	25,56	38,34	2400	0,065
0,69	14,38	28,75	43,13	2400	0,065
0,41	6,74	13,47	20,21	2600	0,065
0,49	7,99	15,97	23,96	2600	0,065
0,55	9,84	19,67	29,51	2600	0,065
0,70	15,00	30,00	45,00	2600	0,065
0,75	16,87	33,74	50,62	2600	0,065
0,44	7,81	15,62	23,44	2800	0,065
0,53	9,26	18,52	27,78	2800	0,065
0,59	11,41	22,81	34,22	2800	0,065
0,75	17,40	34,79	52,19	2800	0,065
0,81	19,57	39,14	58,70	2800	0,065
0,47	8,97	17,94	26,90	3000	0,065
0,57	10,63	21,26	31,90	3000	0,065
0,64	13,09	26,19	39,28	3000	0,065
0,81	19,97	39,94	59,91	3000	0,065
0,86	22,46	44,93	67,39	3000	0,065
0,51	10,20	20,41	30,61	3200	0,065
0,60	12,10	24,19	36,29	3200	0,065
0,68	14,90	29,80	44,69	3200	0,065
0,86	22,72	45,44	68,16	3200	0,065
0,92	25,56	51,12	76,67	3200	0,065
0,54	11,52	23,04	34,56	3400	0,065
0,64	13,66	27,31	40,97	3400	0,065
0,72	16,82	33,64	50,46	3400	0,065
0,91	25,65	51,30	76,95	3400	0,065
0,98	28,85	57,70	86,56	3400	0,065