

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

SIMULACE ŘÍZENÍ PROVOZU TEPELOVODU S DLOUHÝM POTRUBÍM

TITLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. RICHARD SERIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC. ING. ZDENĚK NĚMEC, CSC.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automatizace a informatiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Richard Seriš

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

obor: **Aplikovaná informatika a řízení (3902T001)**

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:

Simulace řízení provozu teplovodu s dlouhým potrubím

v anglickém jazyce:

Simulation of long heat pipeline operation control

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Řízení průtoku vody v dlouhém potrubí teplovodu je závažným technickým problémem. Nevhodný režim provozu může vést k havárii potrubí vlivem nadměrných tlakových rázů nebo vlivem podtlaku při přetržení vodního sloupce. Některé provozní podmínky lze vyšetřovat jen pomocí výpočtu nebo simulace.

Cíle diplomové práce:

1. V prostředí Matlab-Simulink zpracovat výpočtový model řízeného teplovodu. Model by měl zjednodušeně odpovídat reálnému teplovodu Mělník - Praha. Hlavní částí modelu: čerpadlo, přivaděcí potrubí Mělník-Praha, zátěž, vratné potrubí Praha-Mělník.
2. Navrhnout a realizovat simulace vybraných provozních a kritických režimů teplovodu. Jde hlavně o najetí, zastavení provozní, zastavení poruchové, atd. ve více variantách.
3. Shrnout získané poznatky a stanovit omezující a doporučené podmínky pro provoz teplovodu.

Seznam odborné literatury:

- [1] Noskovič, Petr. Modelování a identifikace systémů. Ostrava: Montanex, 1999.
- [2] Dušek František. Matlab a Simulink - úvod do používání. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2002. 158 s. ISBN 80-7194-475-0.
- [3] Švare, I.; Šeda, M.; Vítečková, M. Automatické řízení. Brno: CERM, 2007. 324 s. ISBN 978-80-214-3491-2.
- [4] Němec, Z. Modely systému a automatické řízení turbosoustrojí vodní elektrárny. Brno, VUTIUM - Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. ISBN 978-80-214-3641-1. 2008. p.1-30.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Němec, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 18.11.2010

L.S.

Ing. Jan Roupec, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

LICENČNÍ ZMLUVA

(na místo tohoto listu vložte vyplněný a podepsaný list formuláře licenčního ujednání)

ABSTRAKT

Cieľom tejto diplomovej práce je zpracovať simulačný model riadenia teplovodu v prostredí Matlab/Simulink. Model má zjednodušene zodpovedať reálnemu teplovodu Mělník – Praha. Na vytvorenom modeli je následne simulované riadenie prevádzky. Skúmané sú prevádzkové a tiež kritické režimy. Na základe zhrnutých poznatkov sú stanovené obmedzujúce a doporučené podmienky pre riadenie prevádzky teplovodu.

ABSTRACT

The objective of this diploma thesis is to design a model of long heat pipeline operation control using Matlab software. The model should simply correspond to real heat pipeline system Melnik – Praha. After this, simulate operation control of sets of pumps. The role is to simulate usual and critical modes of operations. After evaluation of results, optimize the conditions for operation control of this system.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Simulácia, Riadenie, Prevádzka, Teplovod

KEYWORDS

Simulation, Control, Operation, Heat pipeline.

POĎAKOVANIE

Rád by som sa poďakoval svojmu vedúcemu diplomovej práce, pánu docentovi doc. Ing. Zdeňku Nemcovi CSc. za rady a pomoc pri vypracovávaní tejto diplomovej práce.

Tiež by som rád poďakoval svojim rodičom za podporu pri štúdiu.

Obsah:

	Zadanie záverečnej práce.....	5
	Licenční zmluva.....	7
	Abstrakt.....	9
	Pod'akovanie.....	11
1	Úvod.....	15
2	Špecifikácia cieľov.....	17
3	Modelovanie hydraulických systémov.....	19
3.1	Modelovanie hydraulických mechanizmov.....	19
3.2	Odpory hydraulického vedenia.....	20
3.3	Matematický model hydraulického vedenia.....	20
4	Matlab / Simulink.....	25
4.1	Typy modelov potrubia v Matlab/SimHydraulics.....	25
4.2	Armatúry.....	29
4.3	Čerpadlá.....	29
4.4	Pohony.....	30
5	Teplovod mělník – Praha.....	33
5.1	Elektrárň Mělník.....	33
5.2	Napájač Mělník I - Praha.....	33
6	Realizácia modelu teplovodu.....	35
6.1	Model potrubia.....	35
6.2	Teplonosné médium.....	37
6.3	Model čerpadla.....	38
6.4	Model pohonu.....	42
6.5	Výmenníky.....	43
6.6	Vyrovňavacia nádrž.....	43
6.7	Model riadenia pohonu čerpadla.....	44
7	Faktory prevádzky.....	45
7.1	Teplota vody.....	45
7.2	Analýza rýchlosti prúdenia.....	45
7.3	Hydraulický ráz.....	47
8	Simulácia riadenia prevádzky teplovodu.....	49
8.1	Prevádzkové režimy.....	49
8.1.1	Nábeh čerpadiel.....	49
8.1.2	Odstavenie čerpadiel.....	57
8.2	Simulácie modelu s elektrickým pohonom.....	58
9	Kritické režimy prevádzky.....	63
10	Poznatky získané pri riešení úlohy.....	65
11	Záver.....	67
	Seznam použité literatury.....	69

1 ÚVOD

Riadenie prevádzky teplovodu, ktorý má za úlohu dopravovať kvapalinu na dlhšie vzdialenosti je náročnou úlohou. Hlavne ak sú naň kladené vysoké nároky na spoľahlivosť a bezporuchovosť. V prípade, keď je závislé obyvateľstvo od dodávky tepla hlavne v zimnom období, musí byť prevádzka maximálne efektívna a bezpečná. Neefektívne prevádzkovanie takejto sústavy má tiež neblahé ekonomické následky.

S rôznymi režimami pri prevádzke sa musí samozrejme rátať už pri samotnom návrhu celej sústavy. Či už pohonu, čerpadiel, potrubia a samozrejme riadiacej jednotky. Pri návrhu, môže byť silným pomocníkom práve počítačová simulácia. Je finančne a aj časovo menej náročnejšia ako testy na reálnom modeli. Už vo fáze samotného návrhu, je možné použiť viacero matematických nástrojov pomocou ktorých je možné vytvoriť simulačný model sústavy, na ktorom následne simulovať deje, ktoré sú predpokladané pri samotnej prevádzke a ktoré môžu zásadne vplyvať na jej kvalitu či bezpečnosť. Následne vyhodnotiť výsledky a podľa získaných parametrov stanoviť podmienky pre správne nastavenie riadiaceho systému.

Matematické modelovanie je zložitý proces, ktorí si vyžaduje detailné znalosti jednak o riadenom tak i riadiacom systéme. V dnešnej dobe však máme na trhu simulačný a modelovací software, ktorý nám túto úlohu zjednodušuje. Aj napriek tomu je však matematické modelovanie náročný proces. Potrebujeme mať detailné znalosti o parametroch skúmaného systému. Vytvoriť najskôr simulačný model, nastaviť parametre pre samotnú simuláciu a až potom prísť k samotnej simulácii a návrhu riadiaceho systému. Samotné nastavovanie modelu je kľúčovou fázou a asi najnáročnejšou. Potrebujeme totiž nastaviť parametre výpočtu a hlavne výpočtovú metódu.. Software Matlab/Simulink obsahuje knižnice blokov reprezentujúcich jednotlivé časti ako potrubie, čerpadlá, armatúry, pohony atď., pri použití ich len vyhľadáme v danej knižnici a sú v jadre programu reprezentované matematickým modelom.

Otázkou však je, nakoľko je počítačová simulácia hodnoverná a porovnateľná so skutočnosťou. Pre návrh riadiaceho systému je kľúčovým faktorom, aby odozvy riadeného systému čo najviac zodpovedali skutočnosti a teda dalo sa predpokladať aspoň zrovnateľné chovanie skúmanej sústavy. Potom má nastavovanie a návrh podmienok riadenia zmysel. Dôležitým faktorom je tiež numerická stabilita výpočtu.

Pri tejto práci bol pre vytvorenie simulačného modelu zvolený software Matlab/Simulink. Za použitia knižníc blokov Simscape, Simhydraulics, Simmechanics, Simelectrics bol vytvorený zjednodušený model reálneho teplovodu Mělník – Praha. Modelované bolo potrubie, sústava čerpadiel, pohon a riadenie pohonu čerpadiel. Boli použité parametre reálnej sústavy, no model bol zjednodušený, nakoľko bola skúmaná len časť teplovodu a to konkrétne prevádzka sústavy čerpadiel v Mělníku a výtlačná a vratná časť potrubia.

Táto simulácia nám má umožniť testovať sústavu pre rizikové a prevádzkové režimy a stanoviť tak obmedzujúce podmienky pre prevádzku, bez toho aby sme riskovali poškodenie potrubia, prípadne museli prerušiť prevádzku reálneho teplovodu. Pre prípad rizikových režimov, stanoviť predpoklad reakcie skúmaného systému a navrhnúť opatrenia.

Pri testoch na vytvorenom matematickom modeli, boli skúmané nežiadúce faktory prevádzky a po ich zistení a vyhodnotení bolo navrhnuté riešenie a podmienky pre riadenie. Simulované boli viaceré modelové režimy prevádzky. Aplikovanie spomínaných podmienok je predpokladom pre optimálnu prevádzku teplovodu.

2 ŠPECIFIKÁCIA CIEĽOV

Cieľom bude vytvoriť výpočtový model teplovodu Mělník – Praha v prostredí Matlab/Simulink použiteľný pre simulácie jeho prevádzkových a poruchových režimov. Modelovaná bude sústava čerpadiel v Mělníku, privádzacie a vratné potrubie, výmenníky v Mělníku a Třeboradicích. Daný simulačný model bude zjednodušene zodpovedať skutočnosti, použité budú parametre z reálneho teplovodu a meraní na ňom. Po vytvorení simulačného modelu bude simulované riadenie prevádzky teplovodu. Skúmané budú prevádzkové aj kritické režimy. Následne bude mojím cieľom získané výsledky vyhodnotiť a stanoviť doporučené a obmedujúce podmienky pre riadenie prevádzky teplovodu.

3 MODELOVANIE HYDRAULICKÝCH SYSTÉMOV

Pri návrhu a testovaní hydraulických systémov, je silným pomocníkom práve počítačová simulácia. Po návrhu samotného hydraulického systému, ho môžeme modelovať pomocou počítačového software a následne na modely simulovať potrebné deje. Je to finančne menej náročnejšia a hlavne bezpečnejšia cesta ako reálne testovanie. Taktiež môžeme modelovanie použiť aj pre samotnom počítačom návrhu hydraulického systému.

Základom modelu vytvorenem na počítači je matematický model, ktorého zákonitosti sú popísané v nasledujúcej kapitole. Základom pre vytvorenie samotného počítačového modelu je pochopenie a osvojenie si matematického modelovania.

3.1 Modelovanie hydraulických mechanizmov

Hydraulické mechanizmy sú zariadenia, ktoré k prenosu energie využívajú kvapaliny. Rozdeľujú sa podľa druhu prenášanej energie kvapaliny na hydrodynamické a hydrostatické mechanizmy. Hydrodynamické mechanizmy využívajú k prenosu energie predvážne kinetickú energiu kvapaliny, hydrostatické, tlakovú energiu kvapaliny. Hydraulický pohon predstavuje časť mechanizmu určenú priamo k uvádzaniu strojov do pohybu. Zoskupenia hydraulických prvkov potrebných na premenu energie a jej prenos, t.j. hydrogenerátorov, hydromotorov, prvkov pre riadenie apod., sa nazýva hydraulický obvod. Vzťah pre prenášaný výkon je [1]:

$$P = Q * \Delta p$$

Z hľadiska prenosu energie sú dôležité veličiny prietok Q a tlakový spád Δp na danom prvku.[1]

Pri modelovaní prvkov hydraulického obvodu zostavujeme ich matematické modely tak, aby umožnili výpočet tlakov a prietokov v jednotlivých bodoch obvodu. K ich popisu používame matematické modely hydraulických obvodov, modely zdrojov tlakov a prietokov, obdobne ako pri elektrických obvodoch.[1]

Vlastnosti hydraulických obvodov popisujeme obecnou sústavou algebraických rovníc, ktoré zostavujeme pomocou Kirchhoffových zákonov platných v teórii obvodov. Pre hydraulické obvody sú formulované nasledovne [1]:

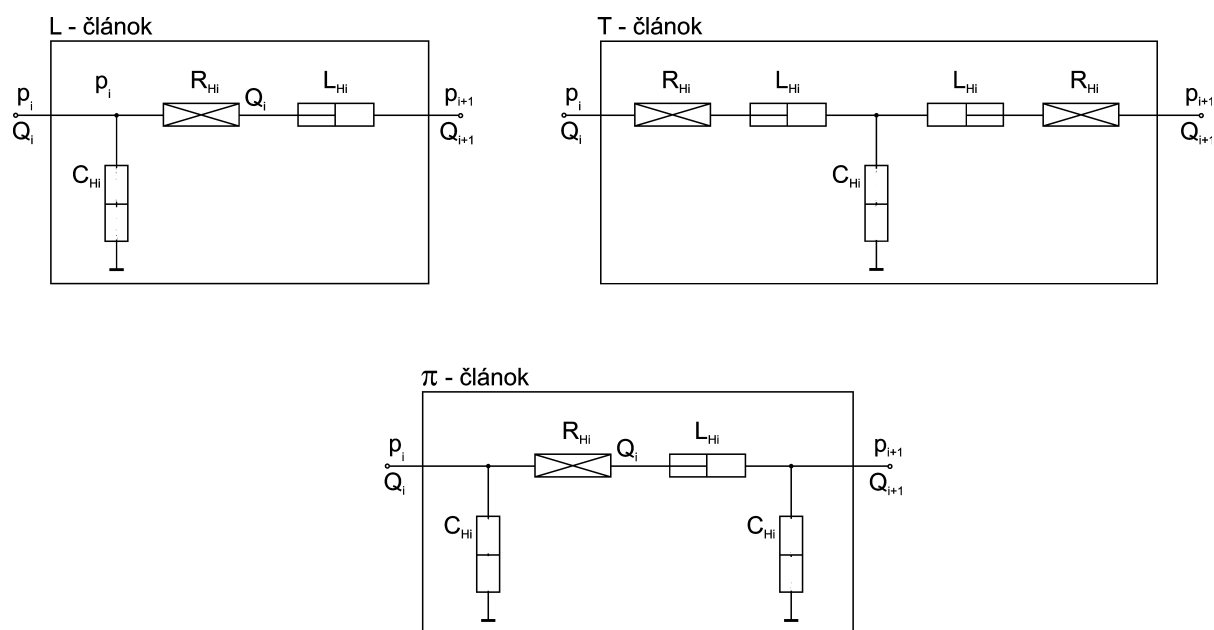
- I. Súčet okamžitých hodnôt prietokov do uzlu vstupujúcich je rovný nule [1]

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0.$$

- II. Súčet okamžitých hodnôt tlakových spádov vo všetkých vetvách tvoriacich orientovanú uzavretú smyčku obvodu je rovný nule.[1]

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = 0.$$

Vždy je nutné zostaviť taký počet lineárne nezávislých rovníc, aký je počet neznámych. Nedá sa teda aplikovať oba zákony na každý uzol a každú smyčku, ale na



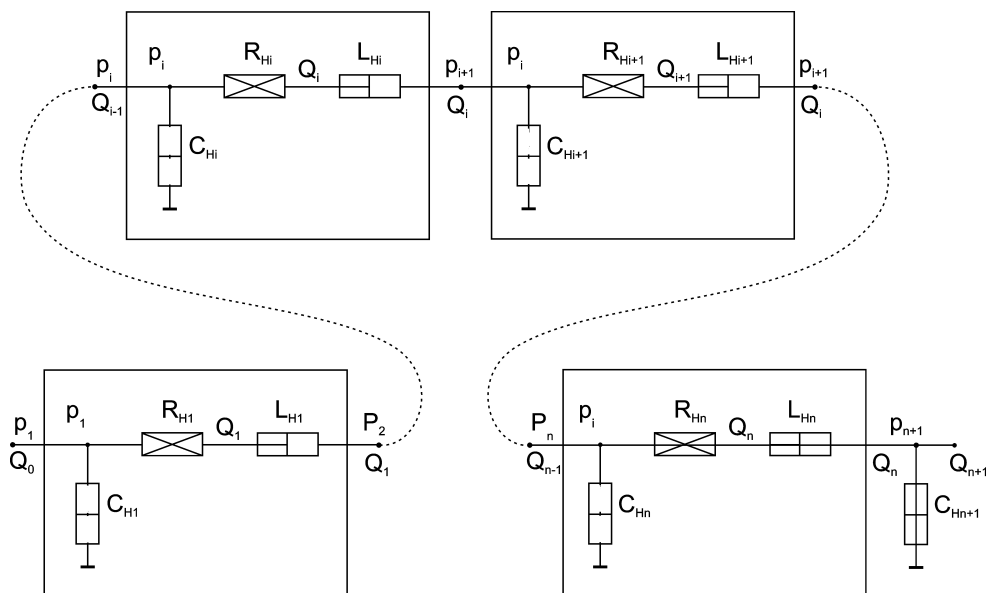
Obr.3.1 Štruktúra náhradných modelov úseku hydraulického vedenia[1]

Počet úsekov potrubia na ktoré sa rozdelí vedenie dĺžky l , rozhoduje o presnosti modelu. Dĺžku náhradného úseku so sústredenými parametrami volíme tak, aby bola kratšia než vlnová dĺžka a zároveň dlhšia než $1/10$ vlnovej dĺžky vzniknutých tlakových pulzácií najvyššej frekvencie f , ktorá nás zaujíma, teda aby platilo: [1]

$$\frac{l * f}{c_0} < n < 10 \frac{l * f}{c_0}$$

kde c_0 je rýchlosť šírenia zvuku v kvapaline pri danom tlaku, f je najvyššia frekvencia uvažovaných zmien tlaku.[1]

Každý prvok modelu vedenia na obr.3.2 charakterizujú dve veličiny p_i a Q , pre ktoré je možno s využitím charakterisítok hydraulických odporov a pri uvažovaní iba lineárneho odporu proti pohybu odvodiť: [1]



Obr.3.2. Model hydraulického vedenia so sústredenými parametrami[1]

4 MATLAB / SIMULINK

Program Matlab a programový systém Simulink – Simscape s nástrojmi SimHydraulics, SimMechanics, SimDriveline a SimPowerSystems umožňuje popísať kombinované systémy obsahujúce hydraulické a mechanické súčasti a užívateľ je schopný modelovať komplexné vzájomné pôsobenie hydromechanických a hydroelektrických systémov.[9]

V Simhydraulics sa modelujú systémy práve tak, akoby sa zostavovali reálne hydraulické obvody. Z vytvoreného modelu, ktorý sa podobá hydraulickému systému, Simhydraulics vykonštruuje rovnice charakterizujúce chovanie prvkov a automaticky ich prepája do systému. Knižnice Simhydraulics poskytujú modely hydraulických a mechanických komponentov, vrátane modelov pre hydrogenerátory, hydromotori, akumulátory, ventily a hydraulické vedenie. Je možné kombinovať jednotlivé z knižnice SimHydraulics a vytvoriť tak vlastný užívateľský blok, ktorý sa potom rovnako ako u simulinku zahrnie do subsystému a parametrizuje.[9]

Program umožňuje:

- simuláciu systému ktorý chceme analyzovať
- analyzovať priebehy požadovaných veličín
- ľahko modifikovať už navrhnutý systém
- vytvárať užívateľské bloky
- kombinovať hydraulické prvky s mechanickými a elektrickými prvkami[9]

Software Matlab s knižnicou nástrojov Simscape nám ponúka veľké množstvo prvkov pre modelovanie hydraulického vedenia. Niektoré najdôležitejšie z nich budú popísané detailnejšie.

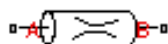
4.1 Typy modelov potrubia v Matlab/SimHydraulics

Toolbox Simscape - Simhydraulics programu Matlab, ponúka pre vytváranie modelov potrubného systému viaceré bloky reprezentujúce jednotlivé typy potrubia. Pri práci s blokmi užívateľ len blok umiestni na pracovnú plochu a nastaví potrebné parametre. Každý jeden blok je charakterizovaný vlastnosťami, či už voliteľnými alebo dopredu nastavenými. Záleží na užívateľovi aký typ modelu potrebuje vytvoriť a s čím pri simulácii počítať. Od najjednoduchšieho modelu potrubia, ktoré charakterizuje len lineárny odpor proti pohybu kvapaliny môžeme použiť aj na výpočet náročnejšie modely, ktoré už zahŕňajú aj zotrvačnosť či stlačiteľnosť kvapaliny. Pre naše modelovanie a simuláciu sme použili práve model potrubia umožňujúci rátať aj so zotrvačnosťou kvapaliny. V našom prípade je kvapalinou voda o danej teplote a danom množstve obsiahnutého vzduchu.[2]

V nasledujúcom texte sú popísané vybrané typy blokov reprezentujúcich model potrubia.[2]

- **Odporové hydraulické potrubie (Hydraulic resistive tube)**

Tento blok reprezentuje odpor proti pohybu kvapaliny v potrubí. Pri tomto bloku simulácia nepočíta so stlačiteľnosťou kvapaliny a zotrvačnosťou pohybu kvapaliny. Takže nie je možné na tomto type potrubia simulovať účinok vodného rázu.[3]



Obr.4.1.1 Blok odporového hydraulického potrubia.[3]

Pozitívna orientácia potrubia je od bodu A do bodu B. Parametre potrubia sú:

Tube cross section tipe – typ prierezu potrubia, tu volíme z dvoch typov potrubia: circular a noncircular. Prednastavená hodnota je circular.

Tube internal diameter - vnútorný priemer potrubia.

Tube length - dĺžka potrubia.

Aggregate equivalent length of local resistance - ekvivalentná dĺžka miestnych strát.

Internal surface roughness height – drsnosť vnútorného povrchu.

Laminar flow upper margin – horná laminárna hranica.

Turbulent flow lower margin – dolná turbulentná hranica.[3]

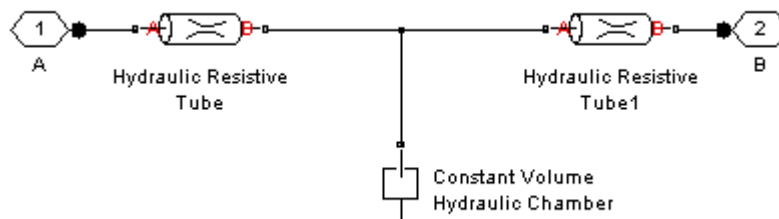
- **Hydraulické potrubie (Hydraulic pipeline)**

Pri použití tohto bloku simulácia počíta so stratami spôsobenými trením kvapaliny vo vnútri potrubia a tiež so stlačiteľnosťou kvapaliny. Nie je tu však zahrnutá zotrvačnosť vody a tak sa nedá pomocou tohto bloku simulovať vodný ráz a zmeny tlaku spôsobené zrýchlením kvapaliny.[4]



Obr.4.1.2. Blok Hydraulického potrubia. [4]

Celý blok pozostáva z jednoduchších blokov z knižnice Simscape Foundation library, ako je zobrazené na Obr.4.1.3. [4]



Obr.4.1.3. Model hydraulického potrubia (Hydraulic pipeline). [4]

Dva bloky odporového potrubia (Hydraulic Resistive Tube) slúžia pre výpočet strát spôsobenými trením, a pridaný blok hydraulickej komory (Hydraulic Chamber) pre výpočet stlačiteľnosti prúdiacej kvapaliny.[4]

Pozitívna orientácia bloku je od bodu A do bodu B. Tlakové straty sú vyjadrené ako:

$$p = p_A - p_B \quad [4]$$

Parametre potrubia sú totožné ako pre horeuvedený typ. Pridané sú však niektoré koeficienty a to na závislosti typu zvoleneého prierezu potrubia (Pipe cross section tipe) a to pre circular aalebo noncircular. Tiež typu stien potrubia (Pipe wall tipe) a to pre prevné (rigid)

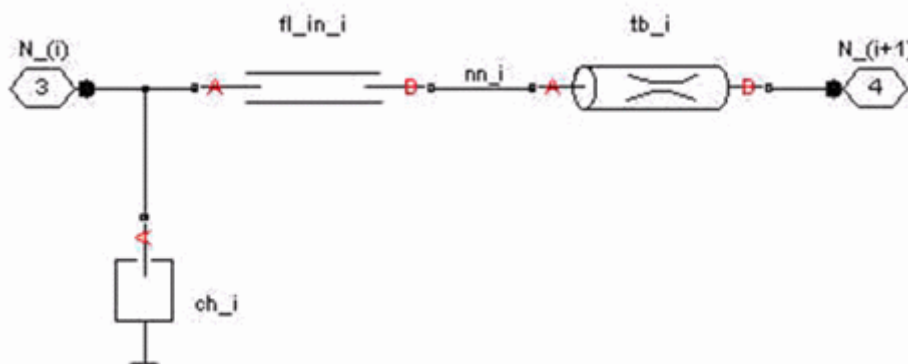
alebo pružné (flexible). [4]

V našom prípade pre porovnávací test sme zvolili prednastavený typ potrubia circular a typ stien rigid. [4]

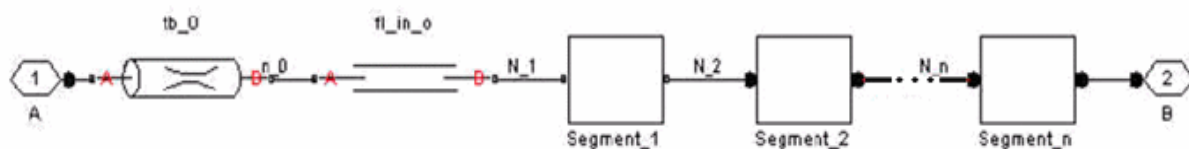
- **Segmentové potrubie (Segmented pipeline)**

Pre simuláciu prúdenia kvapaliny zahŕňajúcu stlačiteľnosť kvapaliny, hydraulický odpor a stlačiteľnosť kvapaliny je určený blok Segmentového potrubia. [5]

Daný blok pozostáva s užívateľom presne určeného počtu segmentov potrubia. Každý segment zahŕňa blok hydraulickej kapacity (Constant Volume Hydraulic Chamber block), odporu proti pohybu (Hydraulic Resistive tube) a zotrvačnosti (Fluid inertia). Schéma jedného segmentu a následne pospájaných viacerých segmentov je na Obr.4.1.4 a 4.1.5. [5]



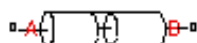
Obr.4.1.4. Stavba jedného segmentu Segmentového potrubia. [5]



Obr.4.1.5. Stavba potrubia, zloženého z jednotlivých segmentov. [5]

V prípade segmentového potrubia je výpočet presnejší, čím väčší počet segmentov zvolíme. Ak potrebujeme aby simulácia prebehla čo najrýchlejšie zvolíme počet segmentov čo najmešší, prípadne až 1. Pri vyššom počte sa náročnosť výpočtu zväčšuje a tým aj čas potrebný na priebeh simulácie.

Môžeme vidieť na danej schéme jedného segmentu že dané Segmentové potrubie je vlastne Odporové potrubie rozšírené o ďalšie bloky ako stlačiteľnosť kvapaliny a blok zotrvačnosti.

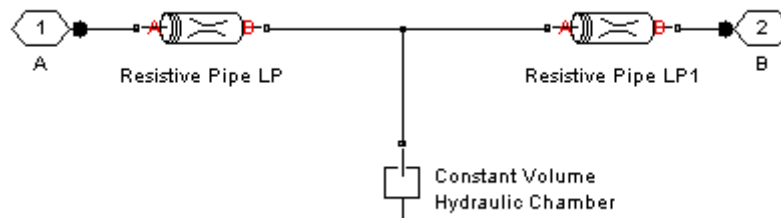


Obr.4.1.6. Blok Segmentového potrubia. [5]

- **Hydraulické potrubie – určené pre nízke tlaky (Hydraulic pipeline LP)**

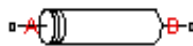
Základný blok z knižnice komponent určených pre nízke tlaky (Low-pressure blocks). Tento blok počíta so stratou pri trení a tiež so stlačiteľnosťou kvapaliny. Nepočíta so zotrvačnosťou kvapaliny, takže ho nemožno použiť pre simuláciu vodného rázu. Typ prierezu potrubia (pipe cross section type) bolo ponechané pôvodné nastavenie a to circular. [6]

Blok pozostáva z jednotlivých blokov z knižnice Simscape ako je zobrazené na Obr.4.1.7.[6]



Obr.4.1.7. Hydraulické potrubie – nízkotlaké. [6]

Blok nízkotlakého hydraulického potrubia vyzerá nasledovne:



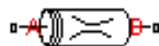
Obr.4.1.8. Hydraulické potrubie – nízkotlaké (Hydraulic pipeline LP) [6]

Positívna orientácia bloku je od bodu A do bodu B. Tento typ bloku je znova zostavený použitím jednoduchších blokov ako u predchádzajúceho typu.

Pri tomto bloku sme schopný definovať aj sklon bloku potrubia, čo znamená vytvoriť spád prípadne stúpanie v potrubí. Dá sa to definovať pomerne jednoducho a to zadaním vertikálnej pozície počiatočného bodu potrubia a koncového bodu potrubia v závislosti od referenčnej plochy. Prednastavená hodnota je 0. Tieto hodnoty môžeme nastavovať v záložke Vertical position.[6]

- **Odporové potrubie – nízkotlakové (Resistive pipe LP)**

Tento blok tiež patrí do knižnice komponent určených pre výpočet pre nízke tlaky (Low-pressure blocks).[7]



Obr.4.1.9. Blok Odporového potrubia (Resistive pipe LP) [7]

Daný blok potrubia počíta len s odporom proti pohybu kvapaliny. Ak je potreba je možné k nemu ďalej pripojiť blok hydraulického kapacity a indukčnosti. [7]

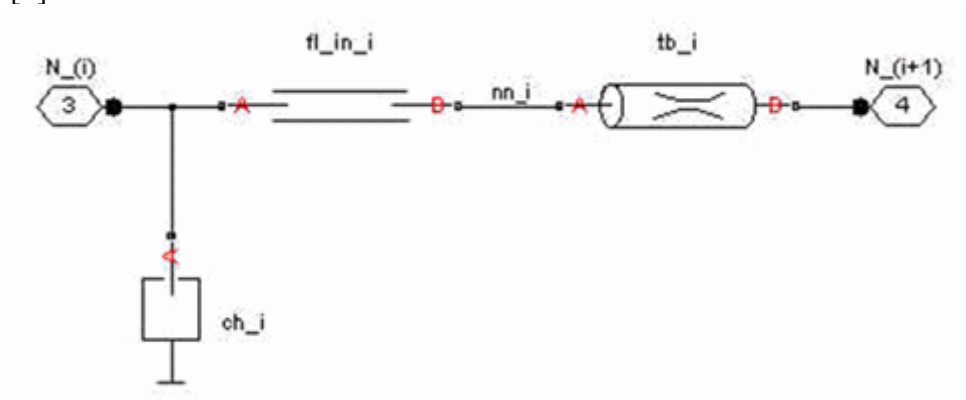
Volíme z dvoch typov prierezu potrubia (Pipe cross section type) a to cirkulárny (circular) a necirkulárny noncircular. [7]

- **Segmentové potrubie – nízkotlakové (Segmented pipe LP)**

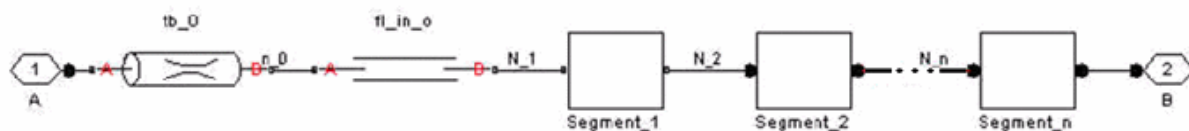
Blok z knižnice komponent určených pre nízky tlak (Low-pressure blocks). [8]

V tomto bloku sa počíta so zotrvačnosťou vody, odporom proti pohybu a deformácii.

Blok pozostáva z jednotlivých segmentov, pričom čím väčší je počet daných segmentov tým je výpočet presnejší a tiež zdĺhavejší. Na Obr.4.10 a 4.11 je zobrazená skladba jedného segmentu a následne prepojenie viacerých segmentov, čím získame daný blok segmentového potrubia. [8]



Obr.4.1.10. Stavba jedného segmentu. [8]



Obr.4.1.11. Stavba potrubia, zloženého z jednotlivých segmentov. [8]

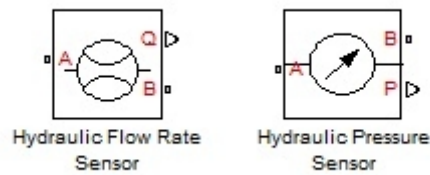
4.2 Armatúry

SimHydraulics ponúka okrem blokov reprezentujúcich jednotlivé typy potrubia, aj bloky reprezentujúce rôzne druhy armatúr. V programe sa bloky umiestnia na pracovnú plochu a jednoducho sa umiestnia do systému napríklad pripojením k bloku potrubia. Ponúkajú nám tak možnosť vytvoriť zložitejší hydraulický systém obsahujúci napríklad clony, ohyby, ventily atď. Bloky majú defaultne nastavené základné parametre, ktoré potom užívateľ definuje a zahŕňa tak do vytváraného matematického modelu hydraulického systému. Pomocou nich možno zostaviť model, čo možno najviac sa blížiaci skutočnosti.

Ďalšími dôležitými prvkami knižnice SimHydraulics sú regulačné ventily, ktoré môžeme ako akčné členy použiť pri regulácii či riadení hydraulickej sústavy. V ponuke máme väčšie množstvo blokov reprezentujúcich rôzne druhy ventilov.

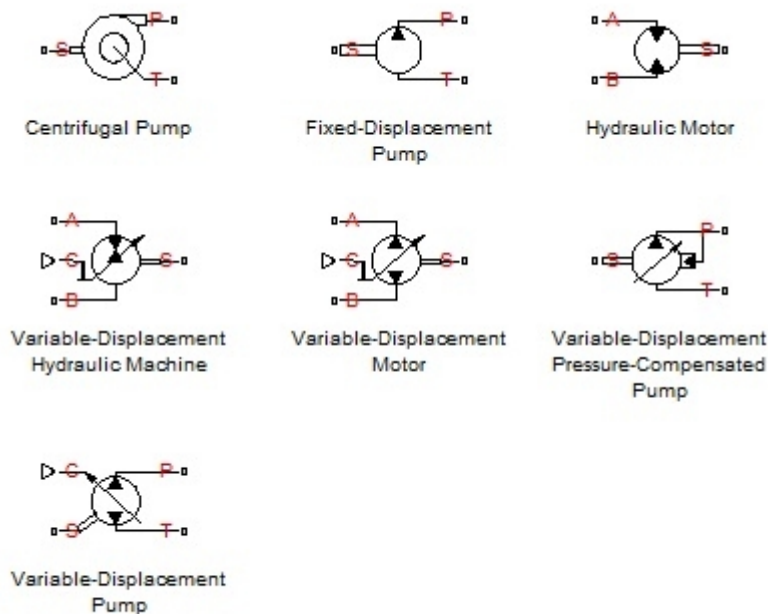
4.3 Čerpadlá

Prvým a najjednoduchším blokom reprezentujúcim ideálne čerpadlo je zdroj prietoku, prípadne zdroj tlaku. Oba tieto bloky nám do predom vytvoreného hydraulického vedenia dodávajú požadovaný prietok kvapaliny, prípadne tlak. Záleží ktorý z dvoch blokov použijeme. Ich zobrazenia sú na Obr.4.3.1



Obr.4.3.1. Zľava: ideálny zdroj prietoku a ideálny zdroj tlaku.[2]

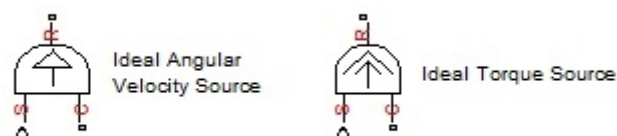
Modely čerpadiel sú k dispozícii v forme blokov, používajúcich nastaviteľné parametre charakteristiky čerpadla, ktoré sú pre správne modelovanie požadovaného čerpadla rozhodujúce. SimHydraulics nám poskytuje len obecné modely jednotlivých typov čerpadiel. K dispozícii máme rôzne druhy čerpadiel, príklady blokov čerpadiel sú uvedené na Obr.4.3.2



Obr.4.3.2. Typy čerpadiel z knižnice SimHydraulics.[2]

4.4 Pohony

Knižnica Simscape - Foundation library – Mechanical Sources nám poskytuje ideálne zdroje krútiaceho momentu a uhlovej rýchlosti otáčania. Je to najjednoduchšia voľba pre pohon daného čerpadla, kedy len k bloku čerpadla pripojíme vybraný zdroj, nastavíme požadovaný krútiaci moment prípadne rýchlosť otáčania a môžeme ním riadiť otáčky a výkon čerpadla. Príklady týchto blokov sú na Obr.4.4.1



Obr.4.4.1. Zľava: ideálny zdroj uhlovej rýchlosti a ideálny zdroj krútiaceho momentu. [2]

Nástroj SimPowerSystems nám ponúka modely elektrických pohonov, ako druhy asynchrónnych a synchronných motorov. Je tu možno použiť širokú škálu elektrických pohonov, pričom pri použití užívateľom vybraného modelu je možné prednastavené parametre meniť podľa potreby. Modelov elektrických pohonov ponúka SimPowerSystem viacero a teda podrobnejšie popísaný bude až nami použitý konkrétny model v kapitole číslo 6. Realizácia modelu teplovodu.

5 TEPLOVOD MĚLNÍK – PRAHA

5.1 Elektrárň Mělník

Elektrárň Mělník (EMĚ I) bola vybudovaná na začiatku 60-tych rokov ako kondenzačná elektrárň. Od polovice 80-tych rokov je spojovaná s projektom Zásobovaniu teplom Mělník - Praha (ZTMP) a preto prešla rozsiahlou rekonštrukciou a modernizáciou, vrátane vybudovania nových prevádzok pre zaistenie dodávok tepla pre Prahu. Bol vybudovaný napájač o dĺžke 34 kilometrov a priemere potrubia DN 1200 mm do Teplárne Třeboradice (TTR), ktorého trasu tvorí nadzemné vedenie ne nízkych pätkách, ktoré prechádza po oceľových mostoch dvakrát tok Vltavy a štyrikrát železničnú trať. Pozemné komunikácie sú prekonávané vrchným vedením alebo v prefabrikovaných kanáloch. Napájač potom pokračuje z teplárne Třeboradice do teplárne Malešice (s odbočkou na Černý most). [10]

Prvé teplo do sústavy ZTMP bolo dodávané v októbri roku 1995, v nasledujúcich rokoch boli postupne pripojované ďalšie celky na území Prahy. V súčasnej dobe je teplo z elektrárne EMĚ I dodávané až na juh Prahy do oblasti Krč a Modřany. Najvzdialenejší vytápaný bod sústavy Mělník- Praha je po trase od mělnickej elektrárne vzdialený asi 75 kilometrov. K 1.januáru 2003 bolo prepojená i vykurovacia sústava mesta Neratovice.[10]

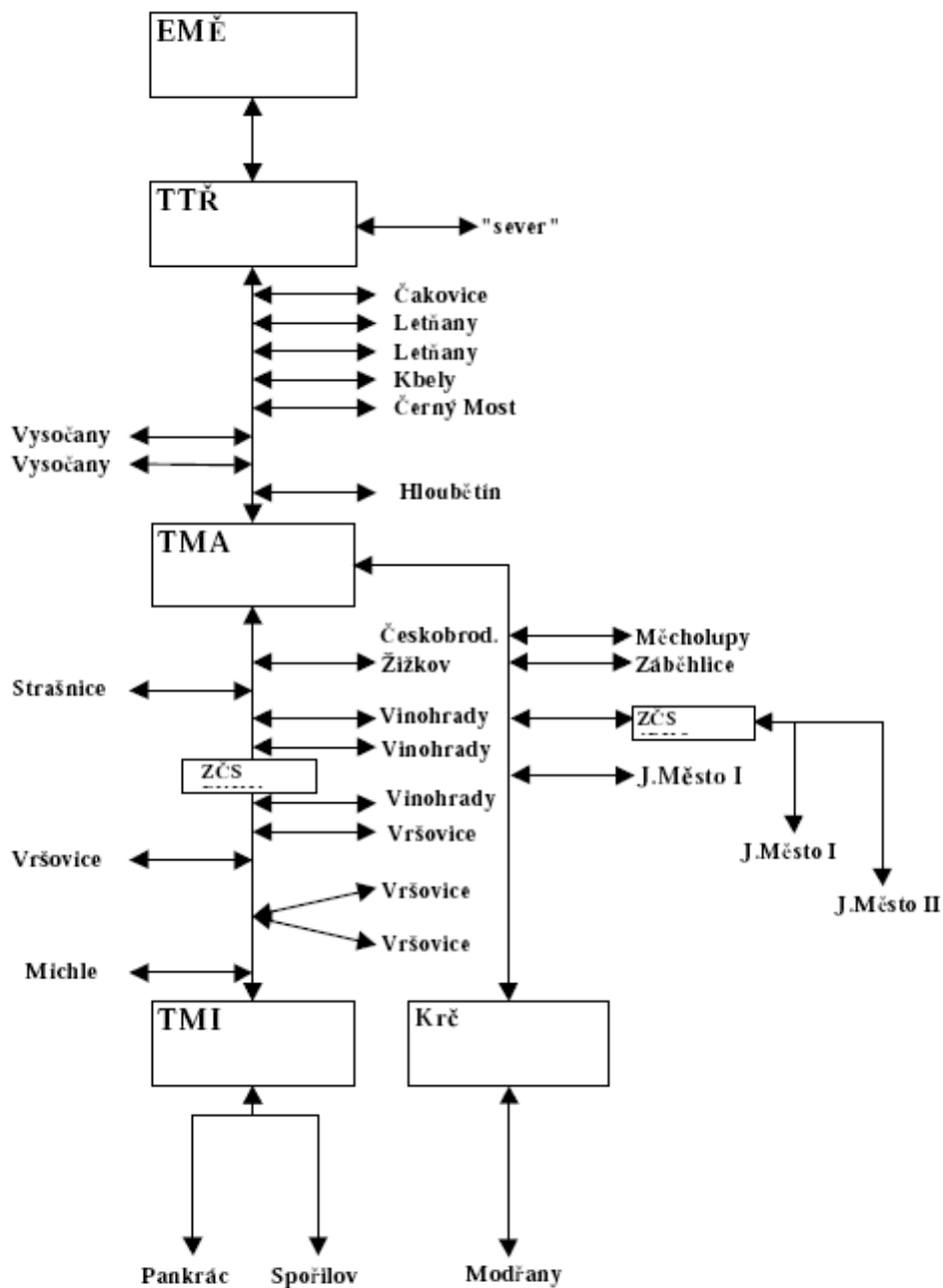
V elektrárni Mělník je inštalovaných celkovo 6 kotlov. Kotle sú v konštrukčnom prevedení ako granulačné, bubnové dvoj-táhové so šachtovými mlynmi pre úpravu paliva pred vstupom do spaľovacej komory. Ako palivo sa používa hnedé uhlie zo severočeskej panvy. Kotel je stavaný na menovitý tlak 9,42 MPa, výkon je 250 t/h pary. Ich celkový tepelný výkon je 1070 MW. Usporiadanie kotlov je na zbernicový spôsob zapojenia. Toto zapojenie umožňuje plynulú prevádzku kotlov, ich vzájomnú zámenu bez vplyvu na prevádzku turbogenerátorov a lepšie využitie pre teplárenské účely. Celkový inštalovaný výkon turbogenerátorov je dnes 352 MW, z toho 2x protitankové TG s výkonom po 60 MW, 2x odberové TG s výkonom po 60 MW a 2x kondenzačné TG s výkonom po 56 MW. Mesačná spotreba uhlia počas letnej prevádzky je 60 000 až 70 000 ton, počas zimnej prevádzky 120 000 až 200 000 ton. Ročná spotreba sa pohybuje okolo 1,5 miliónu ton hnedého uhlia.[10]

5.2 Napájač Mělník I - Praha

V súčasnej dobe je inštalovaných 10 čerpadiel typu QHT 350, každé o výkone 2350 t/h, ktoré zabezpečujú prenos teplej vody do Teplárne Třeboradice. Horúca voda v napájači urazí zhruba 34kilometrovú trasu za 6 až 8 hodín. Riadenie výmenníkovej stanice v elektrárni je zahrnuté do riadiaceho systému sústavy, kde centrálny dispečing pre riadenie sústavy je umiestnený v Třeboradicích. Prevádzka sústavy ma počas letných mesiacov parametre prietoku 2500 až 4000 ton/hod a počas zimných mesiacov 5000 až 7000 ton/hod. Priemerné ročné straty napájača pre prenose z EMĚ do TTR sú pod 2 %. [10]

Do roku 1995 boli do prevádzky uvedené aj ostatné stanice teplovodu. [10]

Na Obr.5.2.1 je schéma celej siete teplovodu. Ostatné parametre napájača sú uvedené v kapytole 6. Realizácia modelu teplovodu



Obr.5.2.1. Schéma celé sítě teplovodu [11]

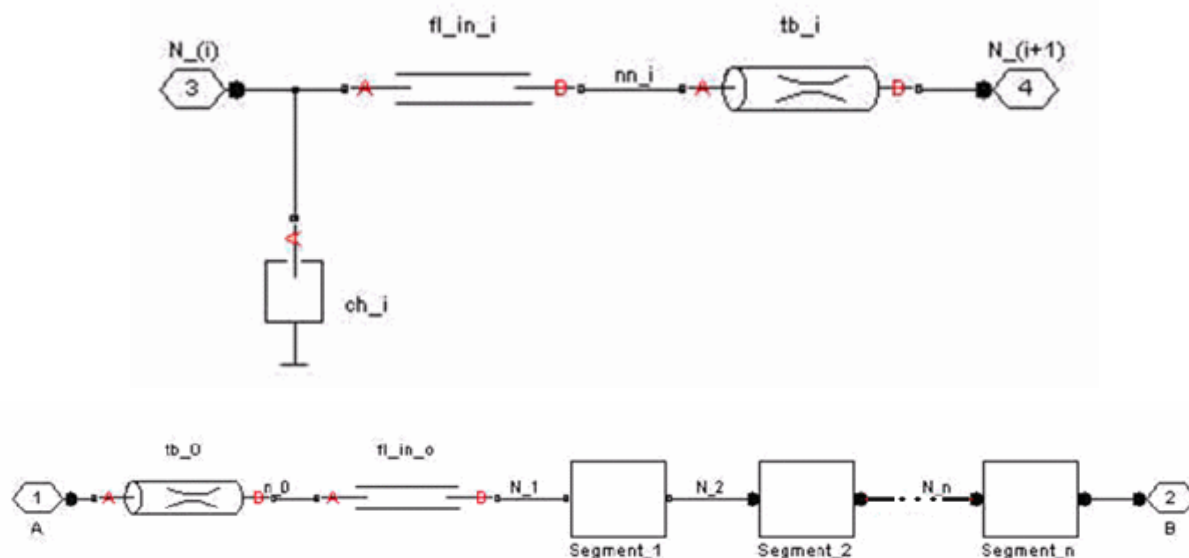
6 REALIZÁCIA MODELU TEPLOVODU

Pre vytvorenie modelu potrubia, sustavy čerpadiel, pohonu a následnú simuláciu riadenia prevádzky bol použitý software Matlab/Simulink – Simscapa, tak ako bolo popísané v kapitole číslo 4.

Pre vytvorený výpočtový model boli použité parametre reálneho teplovodu z dokumentov a správ z meraní na reálnom teplovode. Vytvorený model prešiel radou zjednodušení.

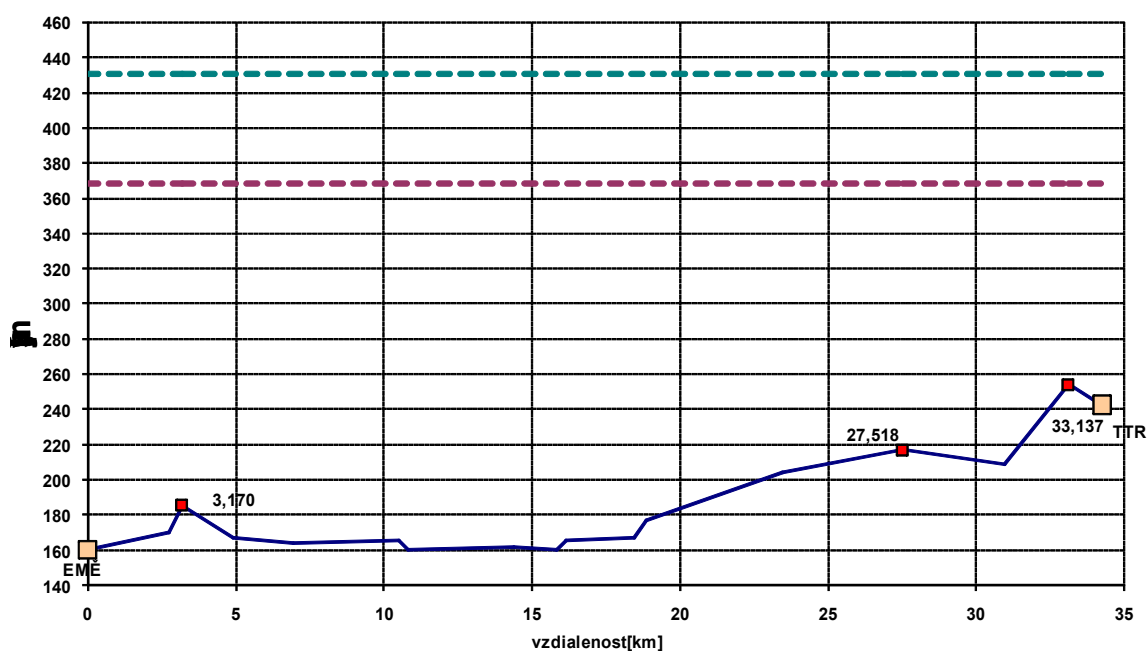
6.1 Model potrubia

Ako model potrubia bolo použitý blok nízkotlakového segmentového potrubia „segmented pipe LP“, bližšie popísaný v kapitole číslo 4. Bol vytvorený model reprezentujúci výtláčné aj vratné potrubie. Pre potreby sledovania priebehu zmien tlaku a prietoku v strede potrubia, bolo potrubie rozdelené na dve časti a použité dva bloky modelu potrubia. Pri spoji dvoch blokov modelu potrubia, bol pridaný blok hydraulickej kapacity, pretože ako je patrné z Obr.6.1.1., pri priamom spojení dvoch segmentových blokov modelov potrubia, sa nám pri spoji vyskytnú hydraulické odpory. Je to patrné z Obr.6.1.1 kde vidíme, že daný blok segmentového potrubia sa vždy skladá z jednotlivých segmentov, pričom segment vždy končí odporom proti pohybu a celý blok potrubia (segmentového) začína tiež týmto blokom. (segmentové potrubie popísané v kapitole 4. Segmentové potrubie – nízkotlakové).



Obr.6.1.1. Vyššie segment nízkotlakového potrubia a pod ním model bloku potrubia, skladajúceho sa z jednotlivých segmentov.[8]

Kompletný model potrubia pre výtláčnú alebo vratnú časť je zobrazený na Obr.6.1.3. Pri použití modelu pre výtláčnú alebo vratnú časť je potreba len zmeniť orientáciu bloku. Kladná orientácia bloku je od bodu A do bodu B. To znamená, že model výtláčného a vratného potrubia budú oproti sebe obrátené opačne. Pre tento model boli použité dva bloky, každý o polovičnej dĺžke. Začiatkový bod potrubia bol v EMĚ a to v nadmorskej výške 160 m.n.m a koncový bod v TTR v nadmorskej výške 249,9 m.n.m. Pre stred potrubia, kde bol uskutočnené predelenie a umiestnené snímače tlaku a prietoku bola nadmorská výška vypočítaná na 204,77 m.n.m. ako presný stred potrubia. Profil reálneho skúmaného potrubia je uvedený na Obr.6.1.2.

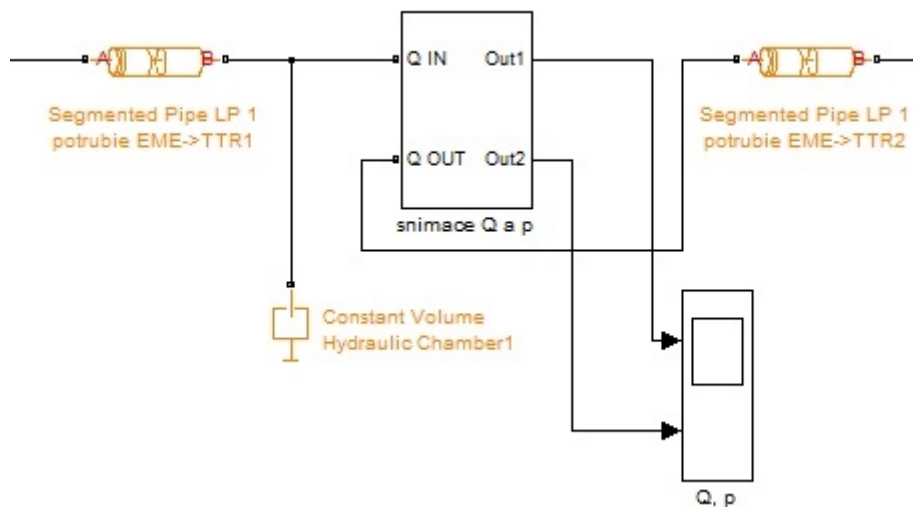


Obr.6.1.2. Profil reálneho skúmaného potrubia [11]

Vnútrotný priemer na celej dĺžke potrubia bol 1200 mm. Polohopisné a výškopisné údaje lepšie znázorňuje nasledujúca tabuľka Tab 6.1.1 [11]:

stanič. (km) :	výška (m) :	dĺžka (m) :	D (mm) :	objekt :
0.000	160.00	--	--	EMĚ
2.737	170.00	2737	1200	
3.170	185.71	432	1200	
4.899	167.14	1729	1200	
6.916	164.29	2017	1200	
10.518	165.71	3602	1200	
10.806	160.00	288	1200	
14.408	162.14	3602	1200	
15.848	160.00	1441	1200	
16.136	165.71	288	1200	
18.442	167.14	2305	1200	
18.874	177.14	432	1200	
23.484	204.29	4610	1200	
27.518	217.14	4034	1200	
30.976	208.57	3458	1200	
33.137	254.29	2161	1200	
34.290	242.50	1153	1200	TTR

Tab.6.1.1 Potrubie úseku EMĚ – TTR [11]



Obr.6.1.3. Model potrubia EME-TTR v Simulinku

Nastavenie kapacity pridaného bloku hydraulického kapacity „Hydraulic Chamber“ bolo vypočítané podľa uvedeného vzorca [8]:

$$V = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{L}{N}$$

kde:

d = priemer potrubia

L = dĺžka potrubia

N = počet segmentov [8]

Pre ostatné parametre ako drsnosť vnútorného povrchu potrubia a hranice pre laminárne a turbulентné prúdenie boli ponechané pôvodné hodnoty programu Simulink. Steny potrubia boli nastavené ako pevné.

6.2 Teplonosné médium

Ako teplonosné médium bola voda o teplote v rozmedzí 60°C až 150°C, pričom simulovaná bola prevádzka pre teploty 60°C a 100°C, nakoľko tieto hodnoty som mal k dispozícii z dokumentov merania na reálnom teplovode z roku 2002. [12]

Pre nastavenie viskozity bola v programe Simulink pre „Viscosity derating factor“ nastavená hodnota 1, ktorá je prednastavená programom pri zvolení druhu kvapaliny, čo v našom prípade bola voda.

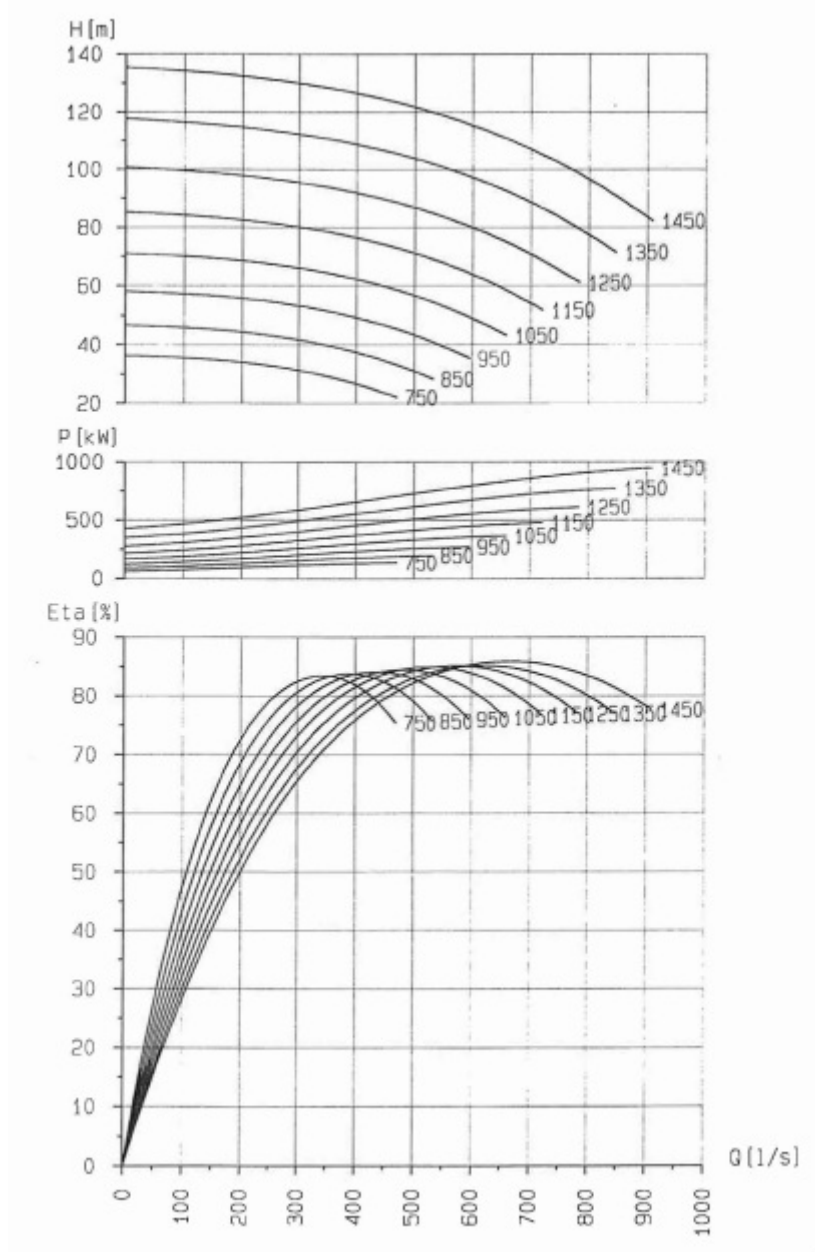
Významným faktorom ktorý ovplyvňoval priebeh tlakových zmien v potrubí bola množstvo vzduchu obsiahnutého vo vode. Bližšie bude popísaná v kapitole číslo 7. Faktory prevádzky.

Ďalším významným faktorom bolo napätie nasítených vodných pár, podrobnejšie popísané v kapitole 7. Faktory prevádzky.

6.3 Model čerpadla

Pre náš model bolo zvolené čerpadlo typu 350 QHT-620-80. Menovitý prietok 600 m³/s, výkon 1000 kW, maximálne otáčky 1450 ot/min, D₂ 620mm, súčet zotrvačných síl 123 kg.m². [13]

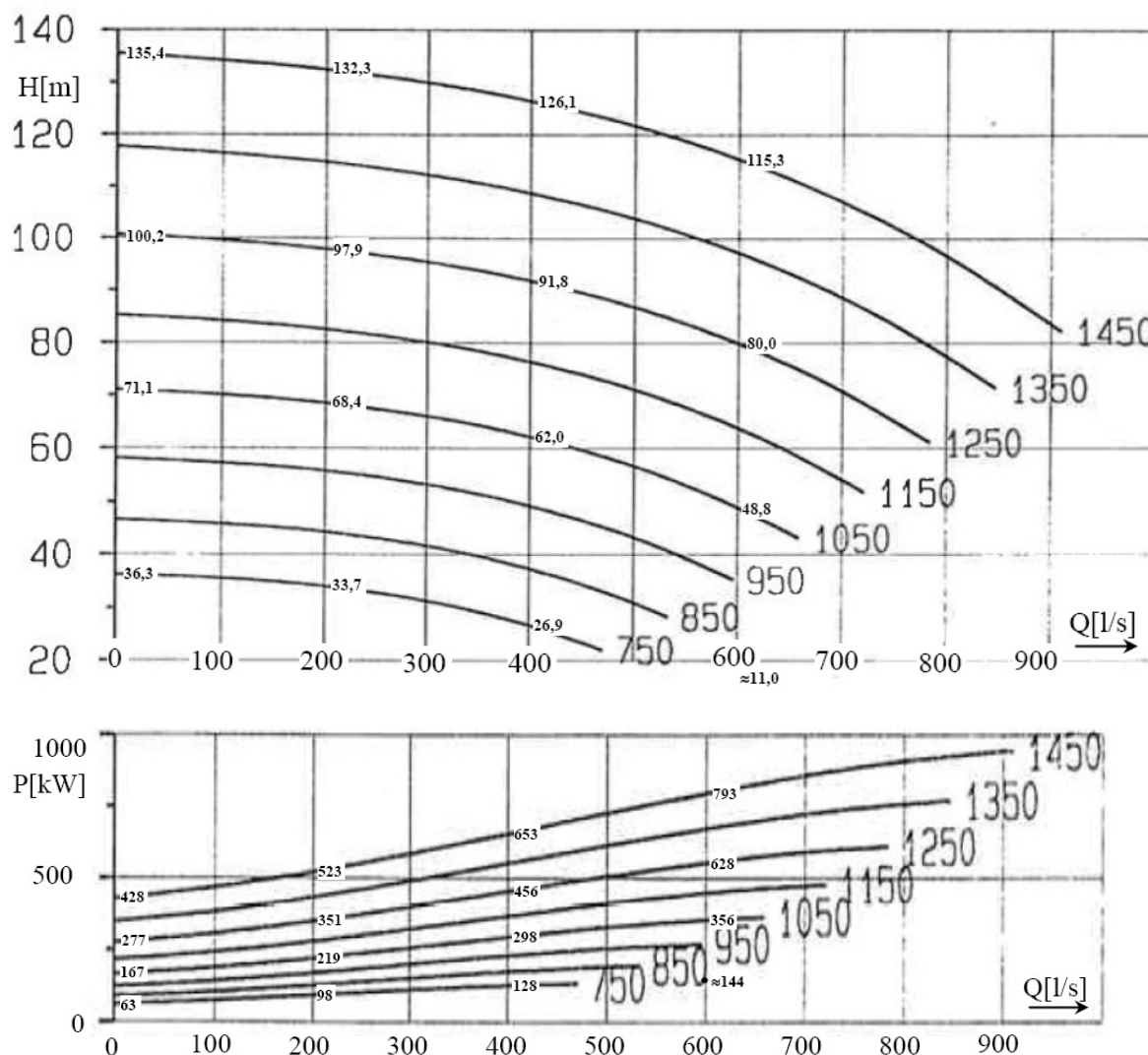
Diagram čerpadla na Obr.6.3.1 bol poskytnutý firmou SIGMA, určenej pre zákazníka Pražská teplárenská a.s. [14]:



Obr.6.3.1. Diagram čerpadla 350-QHT-620-80 [14]

Parametrizácia použitého čerpadla pre modelovanie teplovodu Mělník - Praha v programe Simulink vychádza z horeuvedenej charakteristiky. V prostredí programu Matlab/Simulink zvolíme knižnicu SimHydraulics/Pumps and motors/Centrifugal Pump. Ďalej zvolíme model variantz 3, ktorá vyžaduje zadať body v charakteristikách P-Q (Tlak a Prietok) a N-Q (Príkon a Preitok), pričom obe pre spoločnú sadu uhlových rýchlostí – pre dve matice. Hodnoty sú dosadené aj pre nulové otáčky, pretože vychádzali záporné P a Q na

začiatku pri rozbehoch s elektrickým pohonom. Diagram z Obr.6.3.1. použitý pre parametrizáciu aj s vyznačenými hodnotami, spolu s diagramom závislosti prietoku na výkone a otáčkach ktorý je v zobrazení pod ním, sú na Obr.6.3.2.[15]



Obr.6.3.2. Parametrizácia použitého čerpadla 350-QHT-620-80 [15]

Použitá hodnota pre nastavenie modelu čerpadla v programe Simulink sú na Obr.6.3.3. Ďalej na Obr.6.3.4. sú matice nastavenia pre čerpadlo.[15]

Parameters: Přednastavené parametry v Centrifugal Pump		Nastavení pro Mělník:				
Model parameterization:	By two 2D characteristics: P-Q/W and N-Q/W	0	0.20	0.40	0.60	[m ³ /s]
Reference density:	920 kg/m ³	0	750	1050	1250	1450 [ot/min]
Pump delivery vector for P-Q and W table:	[0 50 100 150 200 250 300 350] lpm	viz matice tlaku P[Pa]				
Angular velocity vector for P-Q and W table:	[3.2e+03 3.3e+03 3.4e+03 3.5e+03] rpm	viz matice příkonu N[W]				
Pressure differential matrix for P-Q and W table:	[7 6.2 ; 3.4 4.4 4.9 ; 2.3 2.7 3.4 3.6 ;] bar	0	0.20	0.40	0.60	[m ³ /s]
Pump delivery vector for N-Q and W table:	[0 50 100 150 200 250 300 350] lpm					
Brake power matrix for N-Q and W table:	[0.3 3.23e+03 3.533e+03 3.854e+03 ;] W					
Interpolation method:	Cubic					
Extrapolation method:	From last 2 points					

Obr.6.3.3. Hodnoty nastavenia pre čerpadlo [15]

Matice tlaku H [mH ₂ O] : (z charakteristiky)				
0	36,3	71,1	100,2	135,4
0	33,7	68,4	97,9	132,3
0	26,9	62,0	91,8	126,1
0	11,0	48,8	80,0	115,3

Matice tlaku P [Pa]: (P=H[mH ₂ O]*9810 [..])				
0	356e3	697e3	983e3	1328e3
0	331e3	671e3	960e3	1298e3
0	264e3	608e3	901e3	1237e3
0	108e3	479e3	785e3	1131e3

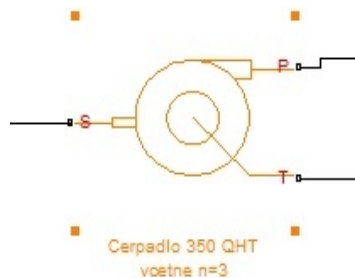
Matice příkonu N [kW] :				
0	63	167	277	428
0	98	219	351	523
0	128	298	456	653
0	144	356	628	793

Obr.6.3.4. Matice nastavenia parametrov čerpadla [15]

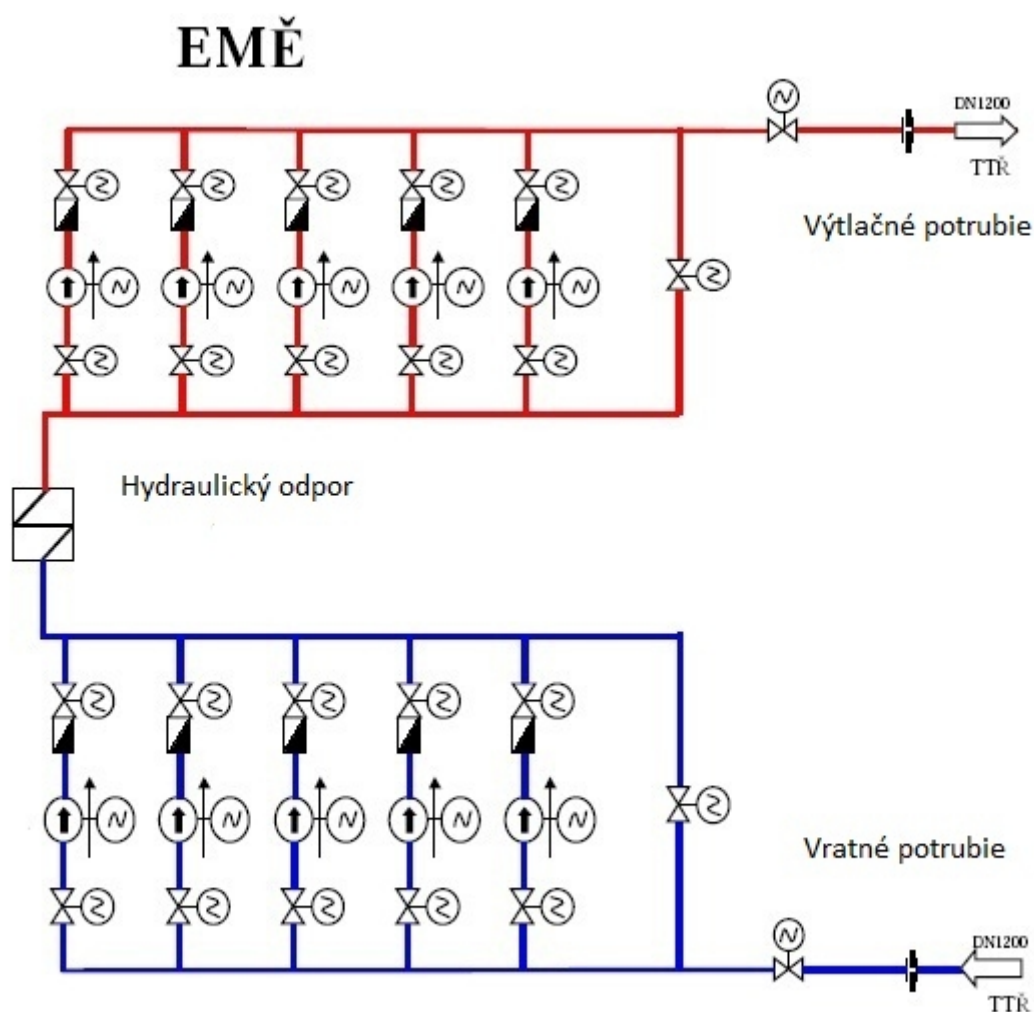
V sústave čerpadiel v Mělníku je zapojených celkovo 10 čerpadiel. Pričom 5 čerpadiel je zapojených pre výtlačné a 5 čerpadiel pre vratné potrubie, navzájom sú čerpadlá v sérii a medzi nimi je výmenník ktorý je v modeli reprezentovaný hydraulickým odporom. Hodnota odporu bola nastavovaná skúškami na takú hodnotu, aby sme dosiahli požadovaný prietok Q v sústave. Zapojenie čerpadiel je na Obr.6.3.6. [11] Realizácia modelu sústavy čerpadiel v programe Simulink na Obr.6.3.7.

Model čerpadla v programe Simulink je na Obr.6.3.5. Vstup S je hriadeľ ktorou je čerpadlo poháňané. Vstup T je nasávanie kvapaliny a výstup P je výtlačné hrdlo čerpadla.[2]

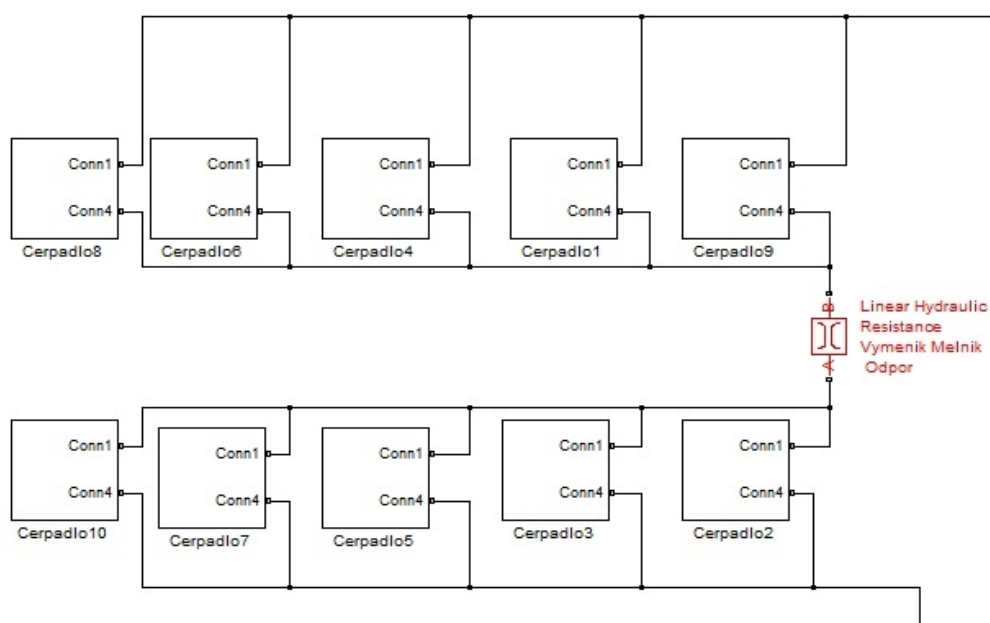
Za každé čerpadlo v sústave bol umiestnený jednocestný ventil, aby sa zabránilo prechodu čerpadla do záporných otáčok pri náhlej zmene prietoku a pôsobenia rázovej vlny.



Obr.6.3.5. Čerpadlo použité v programe Simulink [2]



Obr.6.3.6. Schéma zapojenia čerpadiel v Mělniku [11]



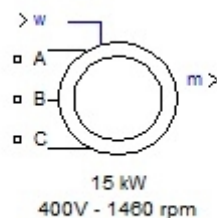
Obr.6.3.7. Realizácia sústavy čerpadiel v program Simulink

6.4 Model pohonu

Pre pohon bol zvolený elektrický asynchrónny motor z knižnice programu Matlab/Simulink/SimPowerSystem. Požitý bol model motora číslo 17: 20HP (15kW) 400 V 50Hz 1460 RPM. Tento model má výkon 15kW. Pre modelovanie pohonu čerpadla je však potrebný motor o výkone 1000kW. Knižnica modelov programu Simulink AS motor o takomto výkone neobsahuje. Tento problém bol vyriešený, a to pridaním bloku „Gain“ pre zosilnenie signálu a to konkrétne pre zosilnenie krútiaceho momentu modelu motora. Hodnota zosilnenia k bola zvolená pomerne k zvýšeniu výkonu z 15kW na 1000kW, teda $k = 67$. Pre pohon čerpadla bol teda zvolený krútiaci moment a ako spätná väzba zaťaženia boli otáčky.

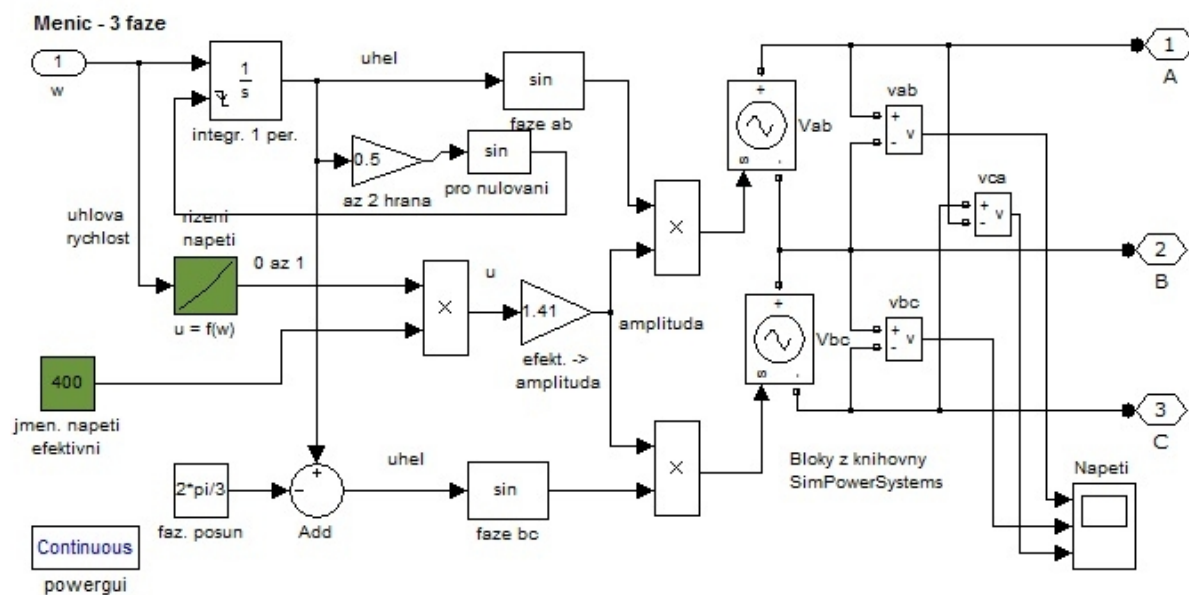
Čerpadlo je možné poháňať aj otáčkami a pre spätnú väzbu ako zaťaženie zvoliť krútiaci moment, v tomto prípade by sme násobili otáčky a delili spätný signál zaťaženia krútiacim momentom.[16]

Pre modelovanie pohonu je však vhodnejšie použiť prvý uvedený spôsob, ktorý do simulácie zahráme aj zotrvačné sily. Model motora v programe Simulink je na Obr.6.4.1. [16]



Obr.6.4.1. Model AS motoru použitého pre náš model pohonu [16]

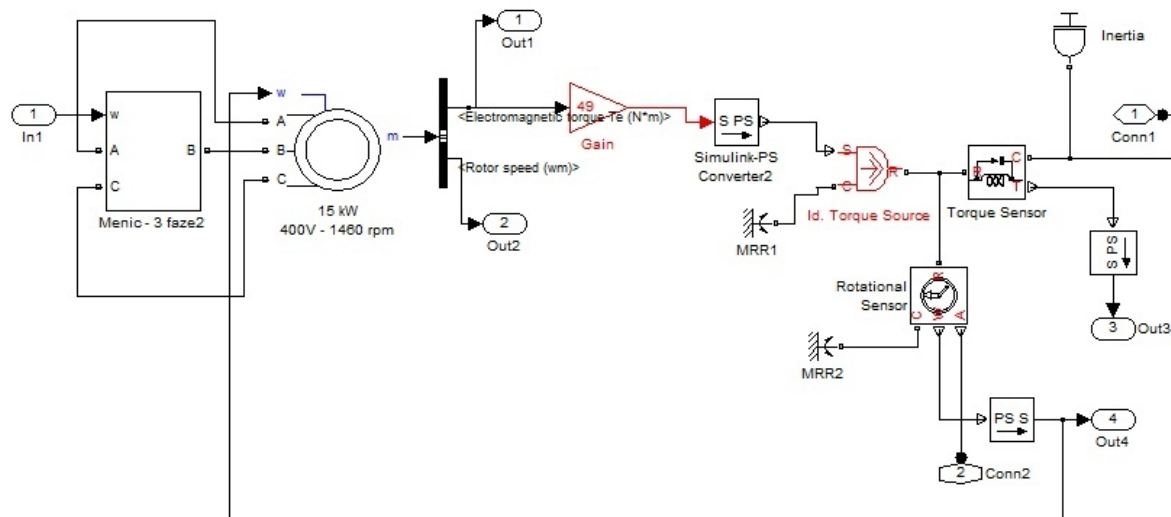
Pre riadenie otáčok motora a rozbeh bol použitý frekvenčný menič. Vytvorený model frekvenčného meniču bol v programe Simulink a prepojený s modelom asynchrónneho motora. Model frekvenčného meniča je na Obr.6.4.2.



Obr.6.4.2. Frekvenčný menič [15]

Vstupom pre frekvenčný menič je hodnota požadovanej uhlovej rýchlosti. Maximálna rýchlosť otáčania pre motor je $1450 \text{ ot/min} = 153 \text{ rad/s}$. Rozbehy čerpadiel pomocou frekvenčného meniča budú popísané v kapitole 8. Simulácia riadenia prevádzky teplovodu.

Celý model pohonu už prepojený s AS motor s frekvenčným meničom je na Obr.6.4.3. Vstup In1 je pre požadovanú uhlovú rýchlosť. Model je v zobrazení už s pripojenými snímačmi otáčok (Rotational sensor) a krútiaceho momentu (Torque sensor).



Obr.6.4.3. Pohon čerpadla

6.5 Výmenníky

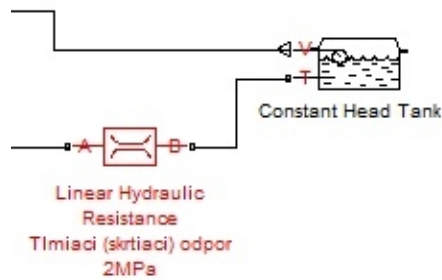
Výmenníky v Mělníku a Třeboradicích sú v tomto prípade reprezentované len hydraulickými odporami. V TTR problém nie je tak závažný, pretože nami sledované potrubie je najdlhšie a teda vplyv zmien vo výmenníku na nami sledovanú sústavu sme mohli nahradiť len odporami. Veľkosti odporov boli testami nastavované tak, aby prietok v potrubí a tlaková strata na odpore v TTR zodpovedali nami požadovanej hodnote. Požadovaný prietok bol $1,85 \text{ m}^3/\text{s}$. Hodnota prietoku je pre zimnú prevádzku, čo je daných prietok 5000 až 7000 ton/hod. Na našom vytvorenom modeli pri maximálnych otáčkach čerpadiel 153 rad/s . Simulovaný bol prietok zimnej prevádzky, pretože je náročnejší. Hodnoty odporov pre jednotlivé testy sú uvedené v kapitole 8. Simulácia riadenia prevádzky teplovodu. Na Obr.6.4.4. je model hydraulického odporu v Simulinku. Pozitívna orientácia v obvode je od bodu A do bodu B.



Obr.6.4.4. Model hydraulického odporu [2]

6.6 Vyrovnávací nádrž

V Třeboradicích je umiestnená vyrovnávací nádrž s tlakom 0.7 MPa so škrtiacim odporom $2e6 \text{ Pa}(\text{m}^3/\text{s})$, pre tlnenie tlakových vln vznikajúcich v potrubí.[15] Tiež slúži na udržiavanie vyššieho tlaku. Model nádrže so škrtiacim v software Simulink je na Obr.6.6.1.[2]



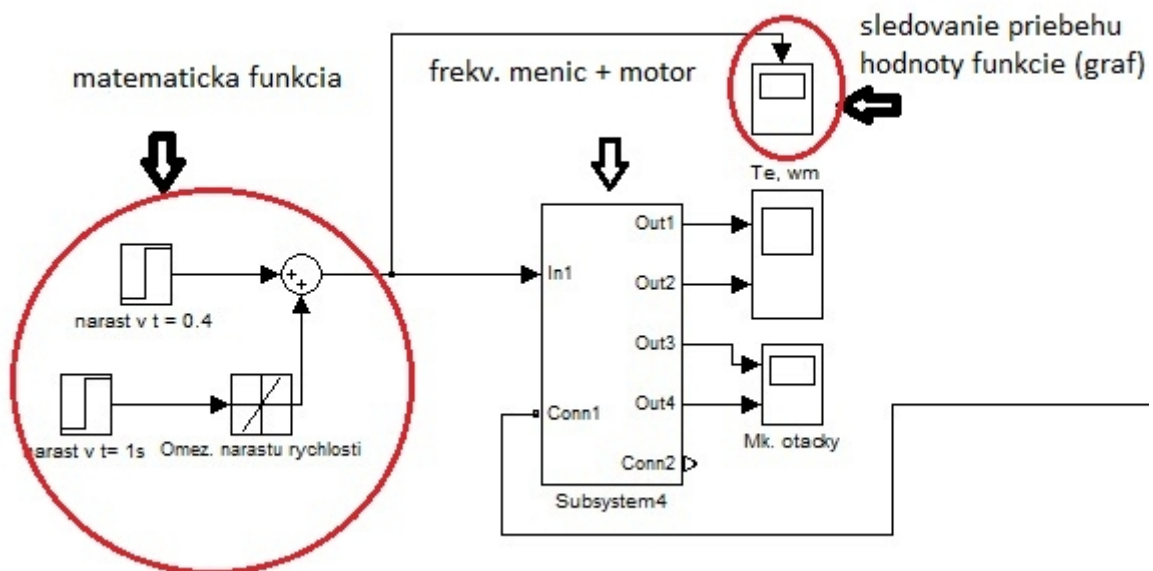
Obr. 6.6.1. Model nádrže so škrtením [2]

6.7 Model riadenia pohonu čerpadla

Pre náš výpočtový model v programe Simulink boli realizované dva spôsoby riadenia pohonu čerpadiel. Prvý jednoduchší model simulovanej sústavy, kde bol použitý len ideálny zdroj pohonu, boli otáčky riadené pomocou bloku matematickej skokovej funkcie. Tá v danom časovom okamžiku udávala požadovanú hodnotu otáčok pohonu čerpadla. Pridaný bol blok „rate limiter“ ktorý obmedzil okamžitý nárast hodnoty funkcie a zaviedol lineárny nárast hodnoty. Doba nárastu funkcie predstavovala požadovanú dobu nábehu čerpadla či zvýšenia otáčok.

Druhý spôsob riadenia pohonu čerpadla bol riadením rozbehu pomocou frekvenčného meniča. Model daného frekvenčného meniča bol uvedený v podkapitole 6.4. Model pohonu. Tu sme požadovanú hodnotu otáčok pre frekvenčný menič udávali obdobne ako v predchádzajúcom príklade, pomocou bloku matematickej funkcie.

Požadované zmeny v otáčkach počas simulácie, boli realizované súčtom matematických funkcií. Príklad je na Obr.6.7.1.



Obr.6.7.1. Realizácia riadenia otáčok čerpadla pre frekvenčný menič v simulačnom modeli v software Simulink

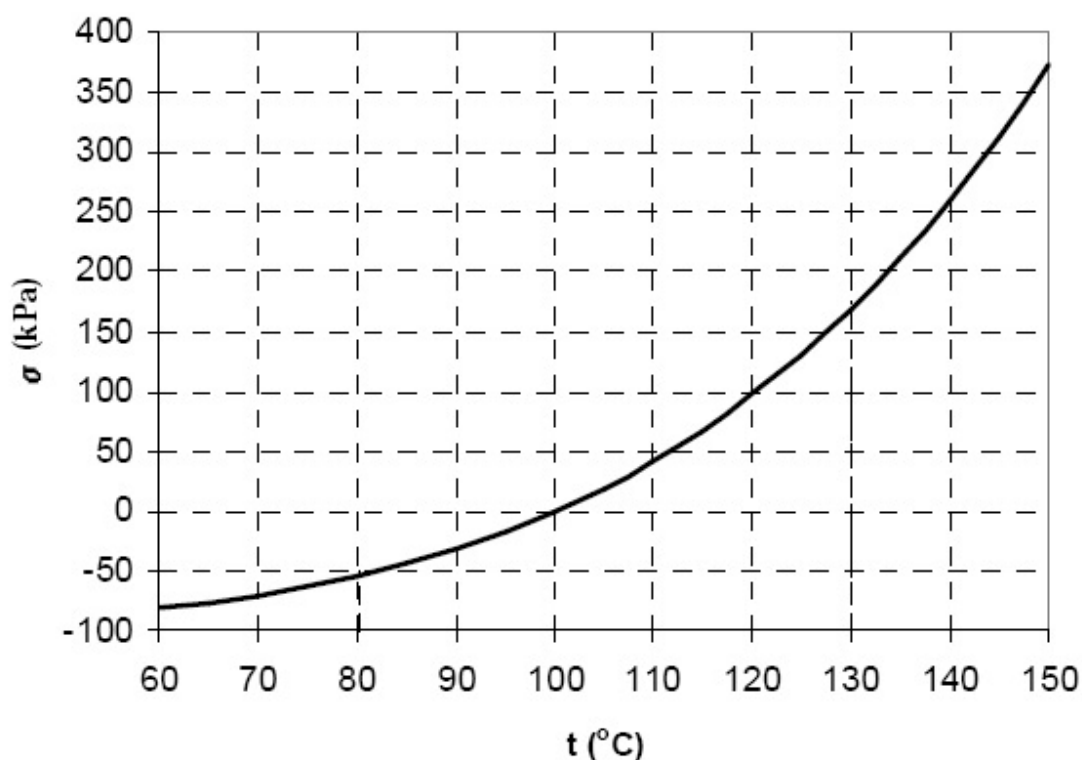
7 FAKTORY PREVÁDZKY

7.1 Teplota vody

Teplota vody má vplyv na dôležité fyzikálne parametre, hlavne na napätie pár σ . [13] Teplota vody bola pri simulácii zvolená na základe podkladov 60°C a 100°C. [12]

Nízka hodnota napätia nasýtených pár σ pre teploty pod 100°C znamená, že v potrubí môže vzniknúť nebezpečný podtlak. [13] Môže dôjsť k pretrhnutiu vodného stĺpca a teda vzniknúť vákuum. Tento jav je nebezpečný, pretože pri vytvorení vákua môže nastať až implózia potrubia. Preto je tlak a teplota vody jedným z hlavných sledovaných faktorov našej simulácie.

Na Obr.7.1.1. Je graf závislosti napätia vodných pár σ na teplote vody. [13]

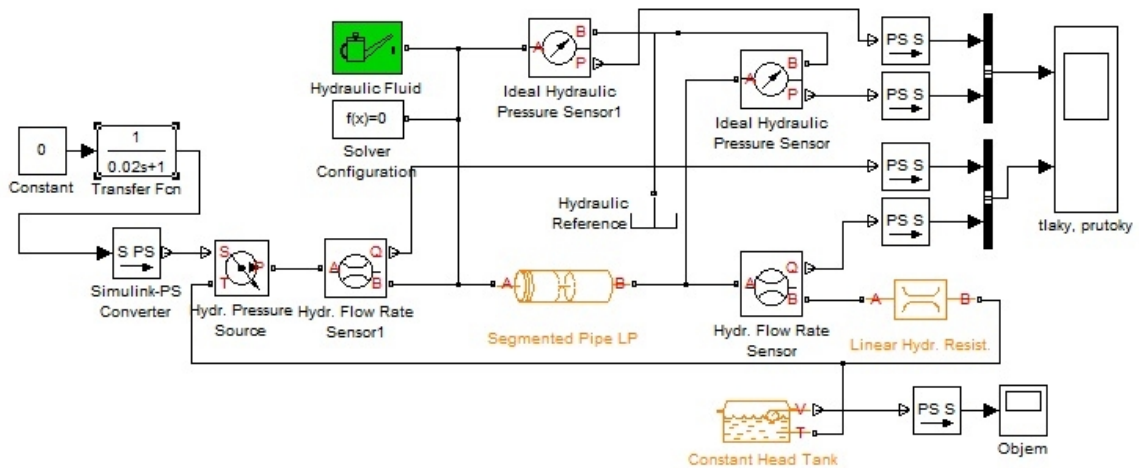


Obr.7.1.1. Závislosť napätia nasýtených vodných pár [13]

Teplota vody má vplyv aj na rýchlosť prúdenia vody. Závislosť rýchlosti prúdenia vody na teplote vody c boli skúmané experimentálne na modeli vytvorenom v programe Simulink. Experiment popísaný a výsledky uvedené v podkapitole 7.3 Analýza rýchlosti prúdenia.

7.2 Analýza rýchlosti prúdenia

Analyzovaný bol vplyv množstva obsiahnutého vzduchu, teploty vody a tlaku na rýchlosť prúdenia. Model bol vytvorený v programe Simulink. Potrubie máo dĺžku 1000m, vnútorný priemer 0,1m a 25 segmentov. Počiatočný tlak v potrubí bol 5×10^5 Pa. Model systému je na Obr.7.3.1. Namiesto čerpadla bol použitý ideálny zdroj tlaku. Tým sme výpočtový model zjednodušili a nezahrnuli sme do modelu aj simuláciu modelu čerpadla, pretože nás zaujímali len deje prebiehajúce vo vnútri potrubia.



Obr.7.3.1. Model pre analýzu rýchlosti prúdenia

Hodnoty získané pri analýze sú uvedené v nasledujúcich tabuľkách.

Vplyv teploty vody na rýchlosť prúdenia vody c [m/s], pre $p = 500\text{kPa}$:

Pri vzduchu $1e-6$:	$t = 20^\circ\text{C}$	$c = 1232$
	$t = 50^\circ\text{C}$	$c = 1038$
	$t = 80^\circ\text{C}$	$c = 731$
	$t = 90^\circ\text{C}$	$c = 572$
	$t = 100^\circ\text{C}$	$c = 324$
Pri vzduchu $1e-4$:	$t = 20^\circ\text{C}$	$c = 1159$
	$t = 50^\circ\text{C}$	$c = 993$
	$t = 80^\circ\text{C}$	$c = 715$
	$t = 90^\circ\text{C}$	$c = 564$
	$t = 100^\circ\text{C}$	$c = 322$

Tab.7.3.1. Vplyv teploty vody na rýchlosť prúdenia vody

Vplyv tlaku vody na rýchlosť prúdenia vody c [m/s], pre $t = 20^\circ\text{C}$:

Pri vzduchu $1e-6$:	$P = 100\text{ kPa}$	$c = 1230$
	$P = 500\text{ kPa}$	$c = 1232$
	$P = 2\text{ MPa}$	$c = 1232$
Pri vzduchu $1e-4$:	$P = 100\text{ kPa}$	$c = 1031$
	$P = 500\text{ kPa}$	$c = 1159$
	$P = 2\text{ MPa}$	$c = 1209$

Tab.7.3.2. Vplyv tlaku vody na rýchlosť prúdenia vody

Vplyv obsahu vzduchu na rýchlosť prúdenia vody c [m/s], pre $t = 20^{\circ}\text{C}$, $p = 500\text{kPa}$:

1,00E-007	$c = 1232$
1,00E-003	$c = 845$
1,00E-006	$c = 1232$
5,00E-003	$c = 498$
1,00E-005	$c = 1224$
1,00E-002	$c = 368$
1,00E-004	$c = 1159$
3,00E-002	$c = 208$

Tab.7.3.3.Vplyv obsahu vzduchu na rýchlosť prúdenia vody

Z hodnôt v Tab.7.3.3. Je vidieť, že množstvo vzduchu vo vode je významným faktorom pri prevádzke teplovodu. Rýchlosť s narastajúcim množstvom vzduchu klesá, preto sa pri prevádzke v potrubí snažíme používať vodu, s čo najnižším množstvom vzduchu.

Ďalším významným faktorom simulácie je počet segmentov potrubia. Čím väčší počet úsekov (segmentov) n potrubia použijeme, tým je simulácia presnejšia, no však čas výpočtu sa značne predlžuje a tiež náročnosť samotného výpočtu. To bolo skúmané v nasledujúcich testoch. Výsledky sú uvedené v Tab. 7.3.4. určenie rýchlosti prúdenia c pre vzduch $1\text{e-}6$, $t = 20^{\circ}\text{C}$, $p = 500\text{kPa}$.

Počet úsekov potrubia n	Rýchlosť prúdenia c [m/s]
5	1223 (- 9%)
10	1182 (- 4%)
25	1232 (0% - referencia)
50	1253 (+ 1,7%)
75	1260 (+ 2%)

Tab.7.3.4. Určenie rýchlosti prúdenia c pre vzduch

7.3 Hydraulický ráz

Hydraulický ráz znamená neustálené prúdenie kvapaliny v tlakovom potrubí s rešpektovaním pružnosti kvapaliny a potrubia. Prúdenie v tlakovom potrubí, označované ako hydraulický ráz, má dva základné znaky:[11]

Neustálenosť vyjadrenú existenciu lokálnych zrýchlení kvapaliny v ľubovoľnom priereze potrubia. [11]

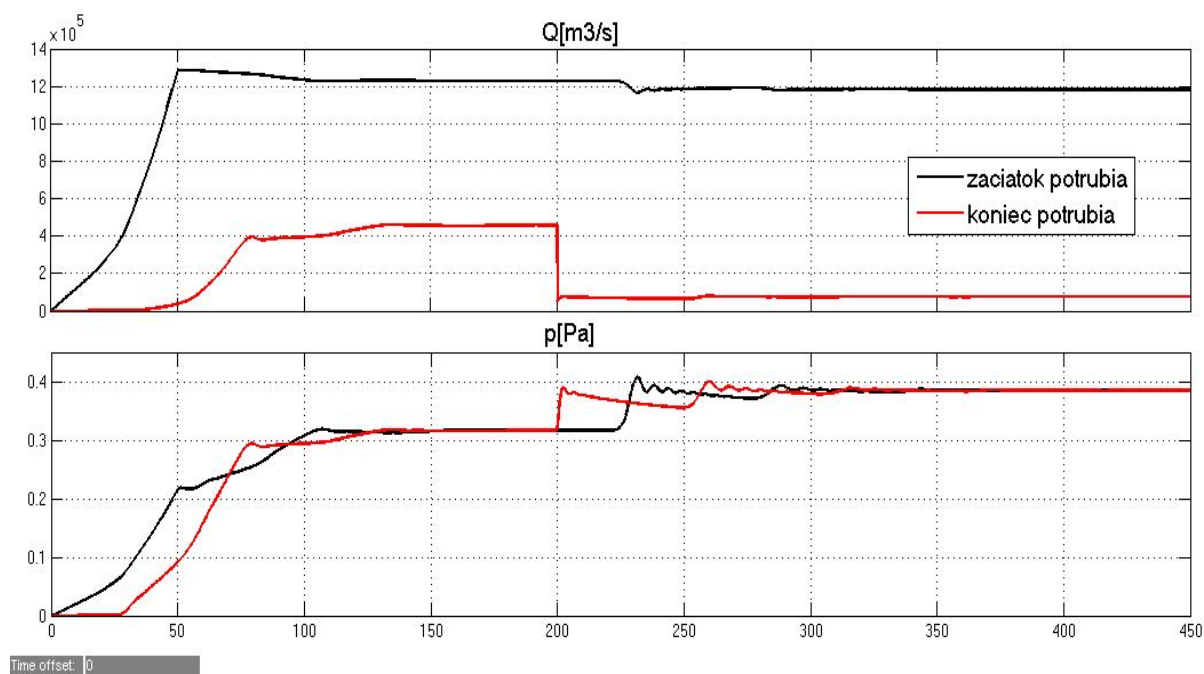
Pružnosť danú jednak pružnosťou potrubia, jednak pružnosťou kvapaliny.[11]

Hydraulický ráz vzniká z ustálených podmienok v tom mieste systému, kde dôjde k primárnej zmene objemového prietoku, teda prietocnej rýchlosti. V praktickej aplikácii je ráz

generovaný hlavne zámernou regulačnou, alebo náhodnou poruchovou akciou čerpadiel alebo regulačných ventilov. Rázové pulzácie prietoku a tlaku sa vo forme rázových vln šíria celým systémom rýchlosťou zvuku, odrážajú sa, interferujú navzájom a ak zanikne príčina generujúca ráz, prechádzajú do nového ustáleného stavu vplyvom premeny kinetickej a potenciálnej energie rázu na teplo.[11]

V oceľovom potrubí spôsobí náhla zmena (kritérium „náhlosti“ je pomer doby aktívnej zmeny prietocnej rýchlosti a doby reflexie) prietocnej rýchlosti $\Delta c = 1 \text{ m/s}$ podľa Žukovského princípu rázový prírastok (úbytok) tlaku cca $\Delta p = 1 \text{ MPa}$. Prechodný rázový pretlak môže deformovať alebo porušiť potrubie, spoje, armatúry a ďalšie zariadenia. Rýchle pulzácie tlaku môžu spôsobiť únavu materiálu. Vonkajšie účinky rázu môžu porušiť uloženie a kotvenie potrubia, armatúr, zariadení. Pulzácie tlaku a prietoku môžu pôsobiť nespoľahlivosť prevádzky systému. V dôsledku nezvládnutého rázu sa môže objaviť intenzívny podtlak. Ten môže byť prechodný, trvajúci rádovo sekundy až desiatky sekúnd. Podtlak, hlavne vo vyššie položených môže ale obecné pretrvávajúť dlhšie, keď napríklad po výpadku čerpadiel prejde regulovaný systém na určitú dobu do prevádzkovo nepriaznivého stavu, ktorému aj protirázová ochrana nedokáže zabrániť.[11]

Účinok vodného rázu bol simulovaný na jednoduchom modeli s jedným čerpadlom a potrubím dĺžky 34290m. Priemer bol 1/5 oproti potrubiu v nami sledovanej sústave. Na konci potrubia bol umiestnený ventil ktorý sa po nábehu čerpadla uzavrel a tým vytvoril prekážku pre pohybujúci sa vodný stĺpec. Účinok hydraulického rázu je patrný z uvedeného grafu, kde sú uvedené priebehy tlakov a prietokov na začiatku a konci potrubia. Nábeh čerpadiel je v hneď po začiatku simulácie a privretie regulačného ventilu je v čase 200s. Doba 200s je doba na ustálenie prúdenia, po ktorej privretie regulačného ventilu zapríčini vznik pulzácie vodného rázu. Výsledky sú v nasledujúcom grafe. Je patrný okamžitý pokles prietoku $Q[\text{m}^3/\text{s}]$ na konci potrubia a vzniknuté pulzácie tlaku $p[\text{Pa}]$.



Hydraulický ráz

8 SIMULÁCIA RIADENIA PREVÁDZKY TEPLOVODU

Na modeli teplovodu boli testované režimy prevádzky pre rôzne časové úseky, ako aj pre rôzne parametre teploty vody. Pre simuláciu boli zvolené dve teploty vody a to 60°C a 100°C. Hodnoty teplôt som použil zo záznamu merania na reálnom teplovode.[12] Ako režimy prevádzky boli zvolené nábehy a odstavenia v rôznych variantách.

Dalším dôležitým faktorom je množstvo vzduchu obsiahnutého vo vode, v software Simulink parameter „amount of trapped air“. To bolo pre väčšinu prípadov zvolené rovnaké a to čo najmenšie, hodnota pre testy bola zvolená 1e-6. Bližšie testované zmeny hodnoty množstva vzduchu v kapitole 7.3 Analýza rýchlosti prúdenia.

Nastavenie jednotlivých odporov v EMĚ a TTŘ boli získané experimentálne testovaním na vytvorenom modeli tak, aby sme v potrubí získali požadovaný prietok a požadovaný tlakový úbytok v prípade odporu v TTŘ. Pre každú hodnotu teploty, ktoré sú uvedené pri jednotlivých grafoch merania, som musel nastavovať aj hodnoty pre simuláciu ako doba kroku simulácie a relatívna odchýlka. Sú uvedené pri každom druhu testu.

Nasledujúce simulácie sú s nábehom čerpadiel v čase $t = 150$ s, čo je čas potrebný na ustálenie tlakových zmien v potrubí, keďže pripojená nádrž má vyšší tlak a simulácia počíta aj s naplnením potrubia vodou a nárastom na požadovaný tlak. Na začiatku simulácie je v potrubí nulový tlak a následne nastáva v potrubí zvyšovanie tlaku, vplyvom pripojenia tlakovej nádoby s vyšším tlakom. Preto bola doba nábehu čerpadiel zvolená až v čase 150s aby zmeny vyvolané pripojením nádoby s vyšším tlakom čo možno najmenej ovplyvnili nábeh čerpadiel. Celkové doby simulácii sa líšia podľa potreby zmien sledovaných veličín.

8.1 Prevádzkové režimy

Ako prevádzkové režimi teplovodu boli simulované nábehy sústavy čerpadiel po úplnej odstávke, to znamená nábeh čerpadiel z kľudu. Nábehy boli testované v rôznych variantách. Nakoniec som sa zaoberal odstávkou teplovodu. Pre každý režim boli použité rôzne časové doby zvyšovania výkonu a v rôznych variantách nábehu / vypnutie čerpadiel.

Pri vyhodnocovaní získaných výsledkov boli sledované hlavne tlakové a prietokové zmeny pri nábehoch, teda vplyv pulzácie vodného rázu. Pri nábehoch čerpadiel, sa vytvorí tlaková vlna prúdiaca od jedného konca potrubia k druhému. Prípady, kedy vznikal podtlak v určitom mieste potrubia alebo príliš vysoký tlak. Následne boli navrhnuté podmienky pre riadenie nábehu pohonu čerpadiel tak, aby sa predišlo týmto nebezpečným faktorom – ktoré sú bližšie popísané v kapitole 7. Faktory prevádzky. Z hľadiska veľkého poklesu tlaku bolo nebezpečnejšie vratné potrubie, kde bol tlak nižší.

V modeli boli zmeny tlakov a prietokov sledované na začiatku v strede a na konci potrubia, viz. kap.6.1 Model potrubia.

8.1.1 Nábeh čerpadiel

Pre simuláciu nábehov čerpadiel bol z dôvodu náročnosti výpočtu simulovaný model najprv len s virtuálnym pohonom, boli vyhodnotené výsledky hydraulického časti modelu a zvolený vhodný spôsob riadenia. Riadenie nábehu čerpadiel bolo realizované pomocou skokovej funkcie zadávajúcej požadovanú hodnotu otáčok čerpadla, skokom z hodnoty 0 až na hodnotu max. otáčok. Pridaný bol blok „rate limiter“ ktorý obmedzil okamžitý nárast skoku funkcie a vytvoril lineárny nárast počas požadovanej doby. Následne bol pre pohon použitý model elektrického motora s riadením otáčok pomocou frekvenčného meniča. Zvlášť

sledované boli výtlačné a vratné potrubie. V modeli bola vždy sledovaná časť potrubia rozdelená na dve polovice a aj v mieste predelenia potrubia boli umiestnené snímače tlaku a prietoku. Neskúmaná časť potrubia bola v celku so snímačmi len na koncoch. Princíp rozdelenia popísaný v kapitole 6.1. Model potrubia.

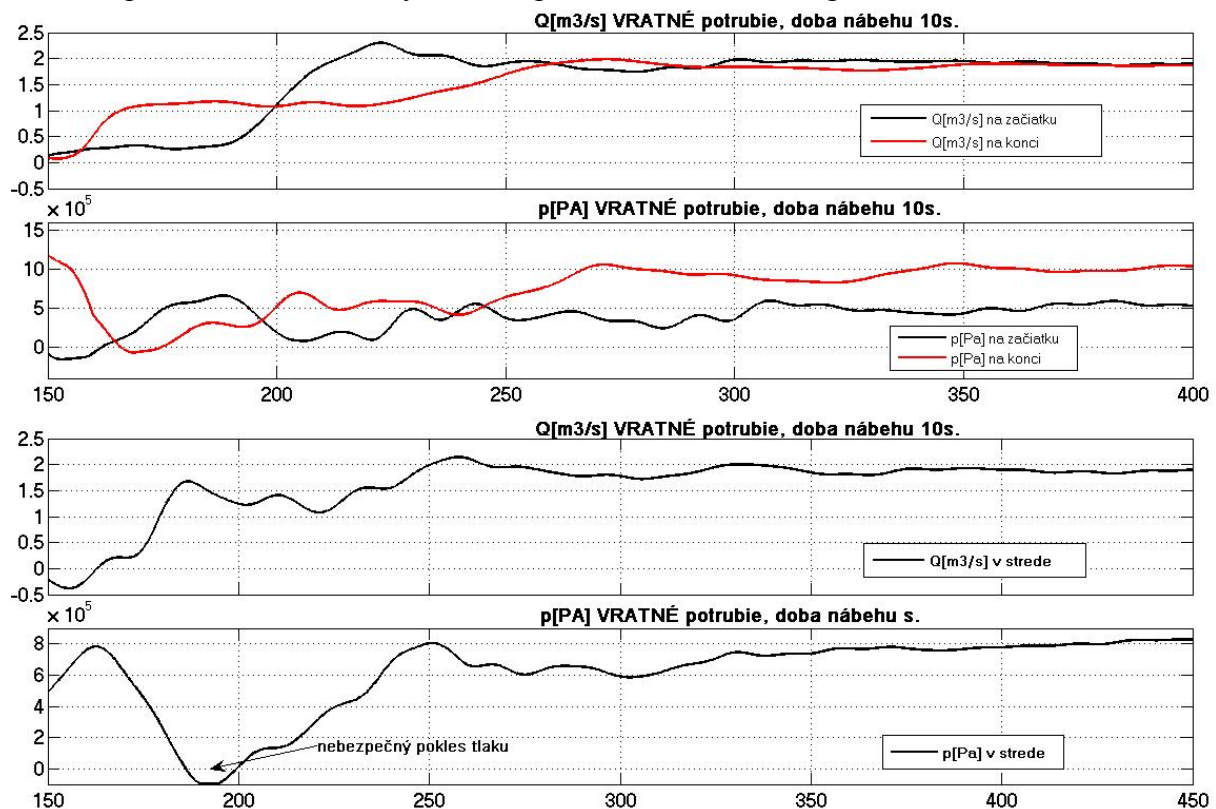
Počty segmentov potrubia boli zvolené pre delenie časť 4 a 4, pre nerozdelenú časť 2 segmenty. Pre nábehy boli simulované dve doby nábehov čerpadiel v trvaní 10 sekúnd a 100 sekúnd. Hodnoty odporov: v EMĚ = $9e5 \text{ Pa(m}^3/\text{s)}$, TTR = $3e4 \text{ Pa(m}^3/\text{s)}$. Pri testoch bolo z hľadiska nežiadúcich poklesov tlakov - priebehu pulzácie rázovej vlny, nebezpečnejšie vratné potrubie. Nábeh bol vždy z nulových otáčok až na maximálnu hodnotu a to 153 rad/s , teda 1450 ot/min .

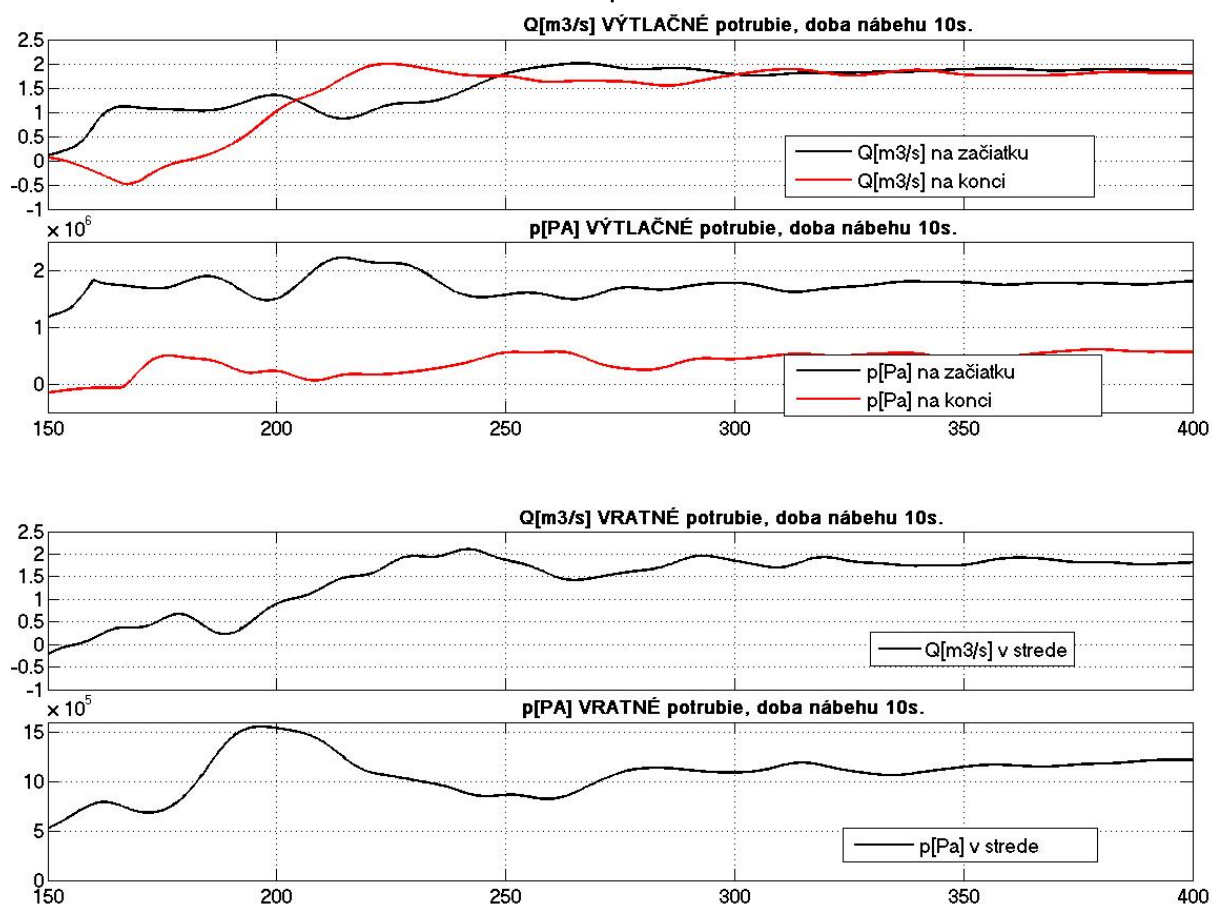
Pre simuláciu s teplotou vody 100°C boli použité len dve čerpadlá, nakoľko výpočet pre vyššiu teplotu vždy končil chybou. Zjednodušením modelu, použitím len dvoch čerpadiel jedno čerpadlo pre výtlačné a jedno čerpadlo pre vratné potrubie sa podarilo simulovať priebeh dejov aj pre teplotu 100°C . Počet segmentov bol zachovaný. Bolo použité potrubie s $1/5$ prierezom pôvodného potrubia.

Test doby nábehu 10s., teplota vody 60°C :

Nebezpečný pokles tlaku v strede vratného potrubia takmer až na hodnotu $-1e5 \text{ Pa}$ v čase 190s. Na konci potrubia je pokles tlaku na túto hodnotu v čase asi 10s. po nábehu čerpadiel. Tento jav je spôsobený prechodným poklesom tlaku v dôsledku vodného rázu. Pri tejto hodnote tlaku pre danú teplotu vody v potrubí vzniká podtlak, následkom čoho vzniká para a preto tento spôsob nábehu je nežiadúci – môže poškodiť potrubie. Môže dôjsť až k pretrhnutiu vodného stĺpca a vzniku vákuá. Tu vidíme nutnosť sledovania tlakových zmien aj v strednej časti potrubia, nie len na začiatku a konci, kde v tomto prípade je priebeh tlaku v poriadku. V čase 150s. až 250s. vratné potrubie, snímané zmeny tlaku na začiatku a konci potrubia je pri zmenách tlaku vidieť pulzáciu vodného rázu, kde sú tlakové zmeny navzájom opačné a striedavo zvyšovanie tlaku na konci a začiatku potrubia. Tlakové zmeny nemajú nebezpečné maximá a pomerne rýchlo sa ustália.

Pre výtlačné potrubie bol priebeh tlakov v poriadku. Výsledky simulácie pre začiatok, koniec a pre stred vratného a výtlačného potrubia sú uvedené v grafe na Obr.8.1.1.

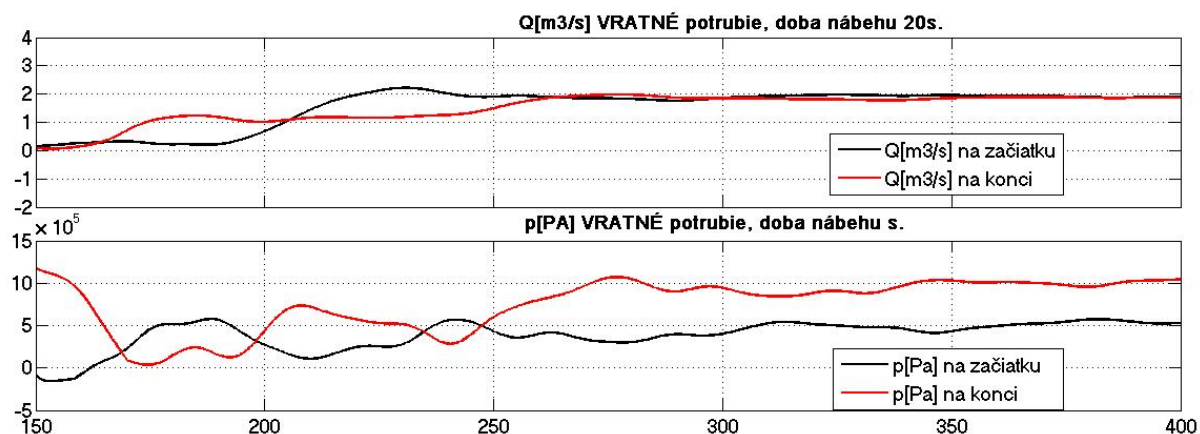


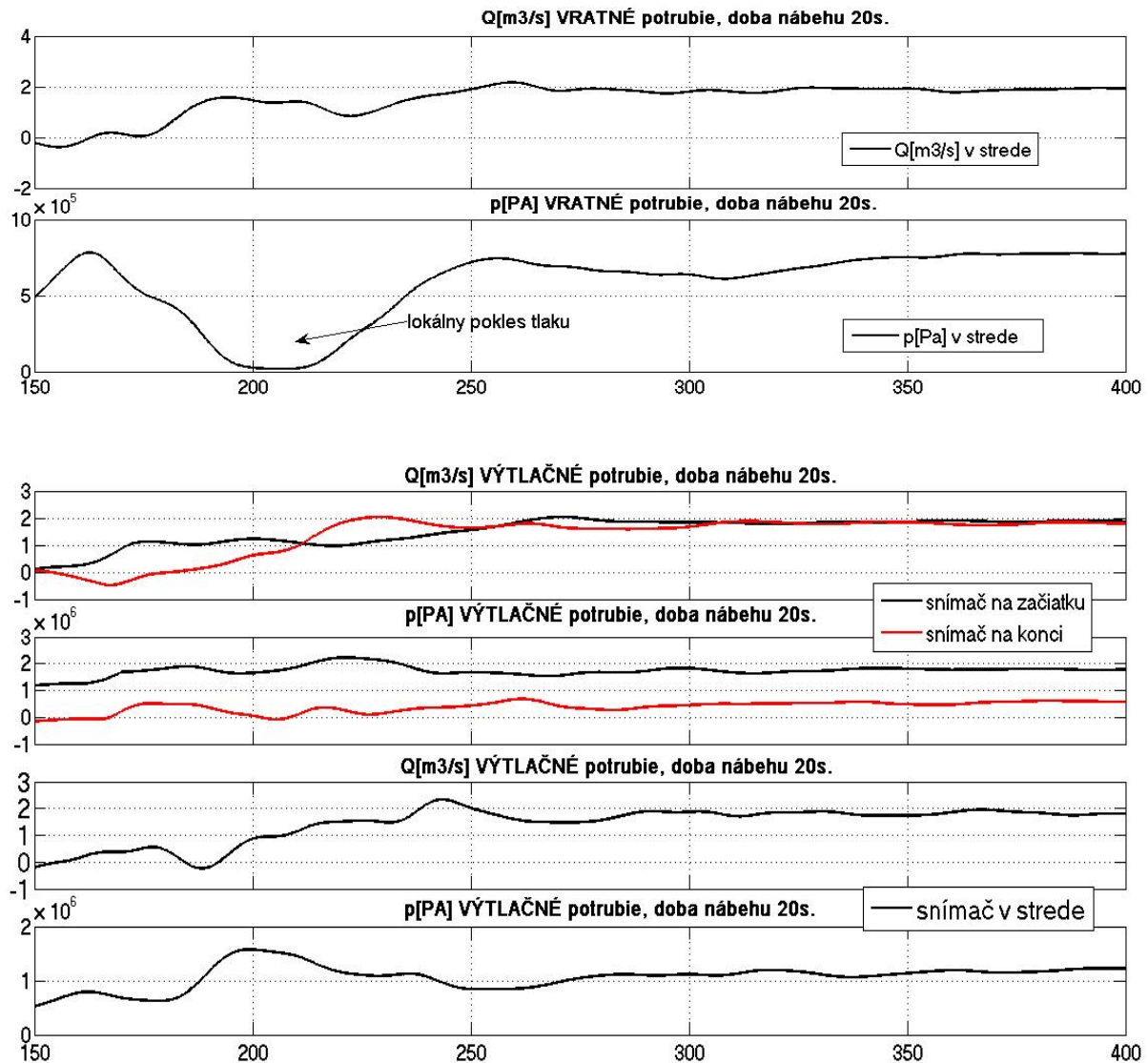


Obr.8.1.1. (60°C) Výsledky simulácie pre začiatok, koniec a stred vratného a výtlačného potrubia, doba nábehu 10s

Test doby nábehu 20s., teplota vody 60°C:

Priebeh tlakových zmien vo vratnom potrubí v poriadku. Voľbou dlhšej doby nábehu bol problém s nízkym tlakom vo vratnom potrubí v čase 190s. vyriešený. Pri vratnom potrubí je v čase nad 200s lokálny pokles tlaku, ktorý nepredstavuje problém. Tiež pokles tlaku na začiatku vratného potrubia, ale nie až na kritickú hodnotu. Vo výtlačnom potrubí boli priebehy tlakov aj prietokov v poriadku. Výsledky pre vratné aj výtlačné potrubie pre snímače na začiatkoch, koncoch aj stredoch potrubí sú v grafe na Obr.8.1.2.





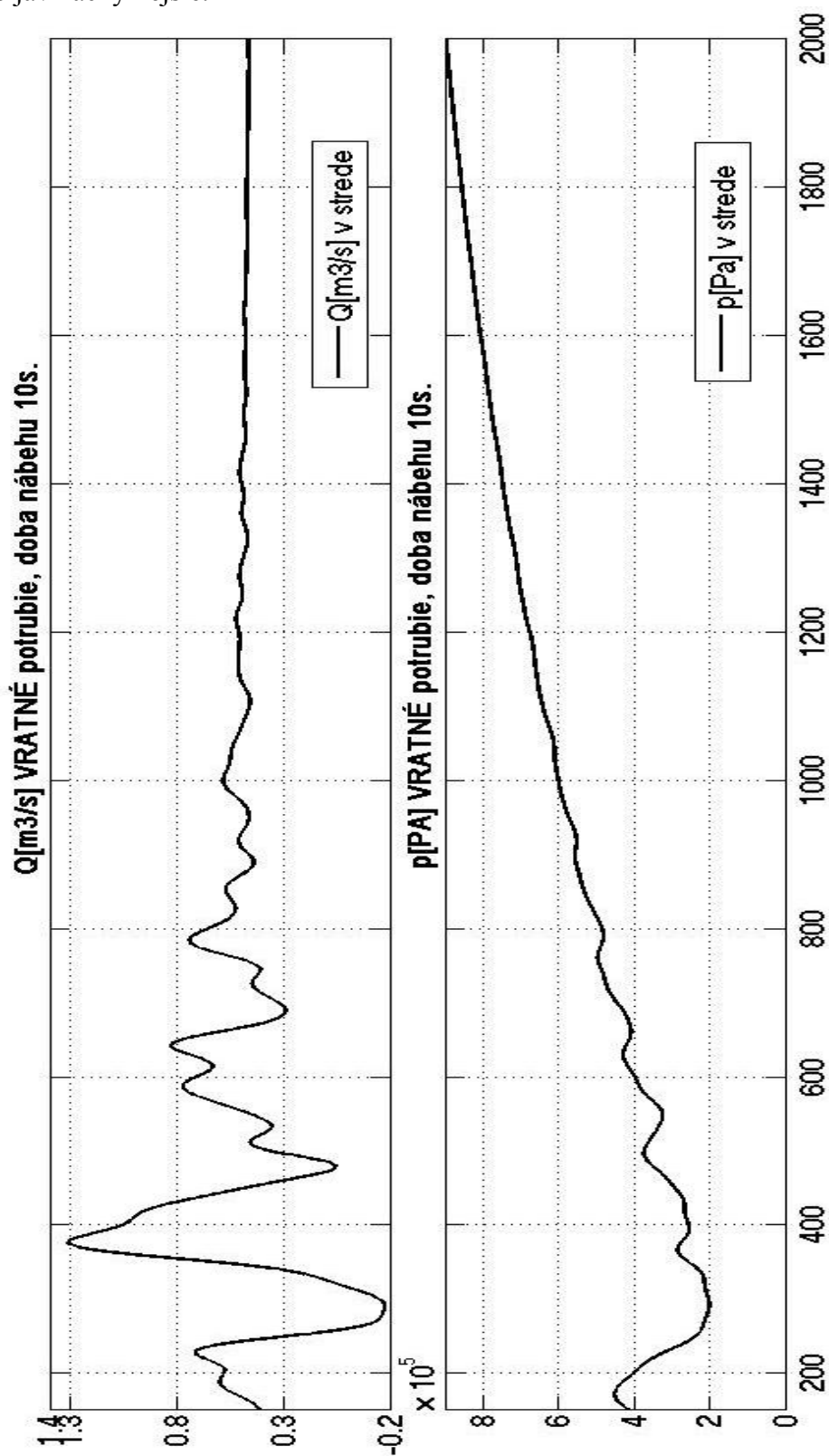
Obr.8.1.2. (60°C) Výsledky simulácie pre začiatok, koniec a stred vratného a výtláčného potrubia, doba nábehu 20s

Časy nábehov v dlhšom trvaní už skúmané neboli, nakoľko sa už pri nábehu v trvaní 20 sekúnd nevyskytli žiadne nežiadúce javy. Dlhšie nábehy by mali za následok len pozvoľnejšie zvyšovania tlakov a prietokov.

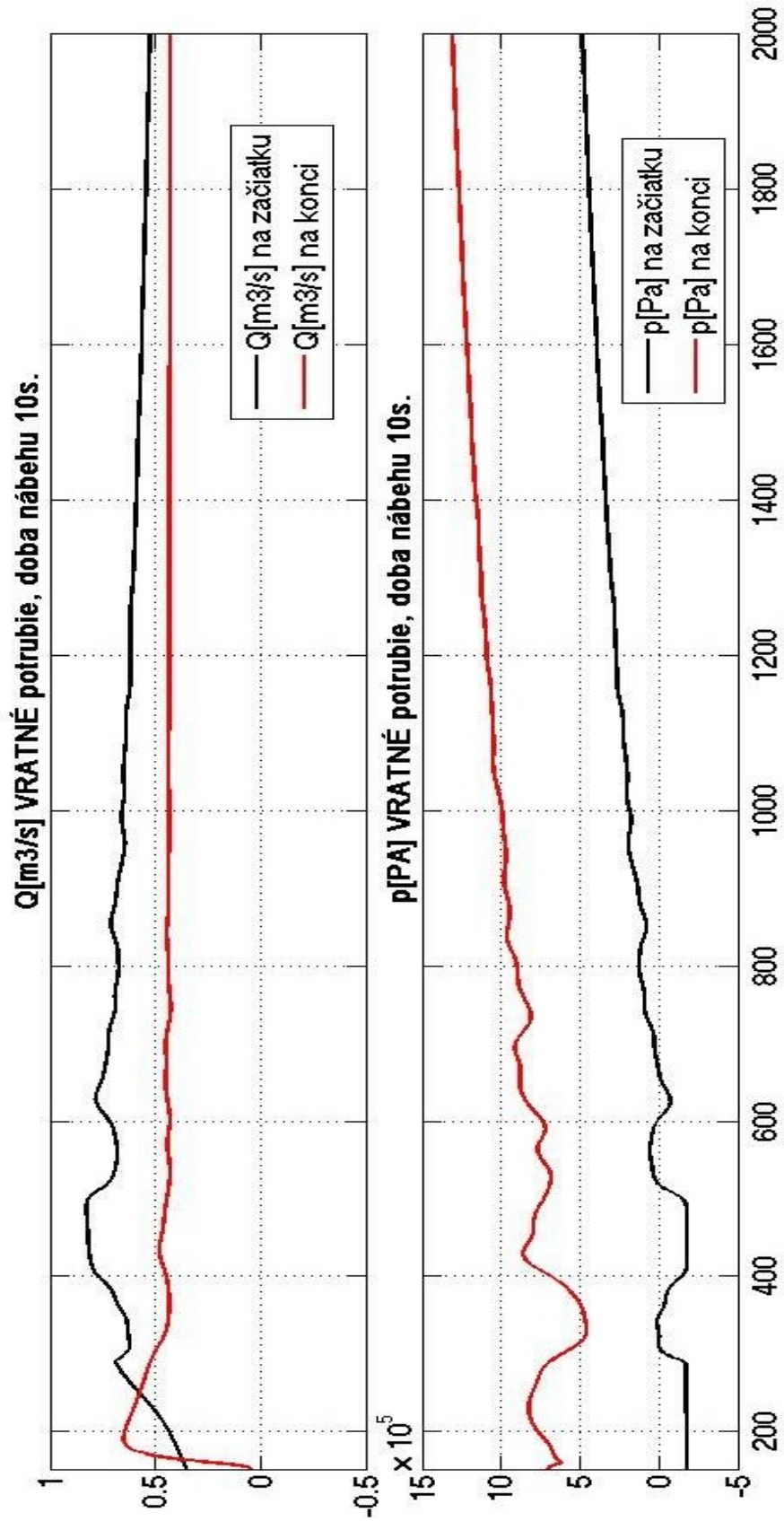
Test doby nábehu 10s., teplota vody 100°C:

Ako už bolo spomenuté na začiatku kapitoly, pre simuláciu s teplotou vody 100°C, musel byť model zjednodušený a použité boli len dve čerpadlá. Prierez potrubia znížený na 1/5 pôvodného prierezu. Prietok bol znížený na 0,4m³/s. Hodnoty odporov pre výmenníky sú 1,5e6Pa(m³/s). Výsledky pre potrubia sú v nasledujúcich grafoch na Obr.8.1.3., Obr.8.1.4., Obr.8.1.5., Obr.8.1.6. Pri trvaní nábehu 10s nám na konci potrubia tlak klesol a zotrval počas krátkej časovej doby na kritickej hodnote a v danom mieste potrubia došlo k vytvoreniu pary.

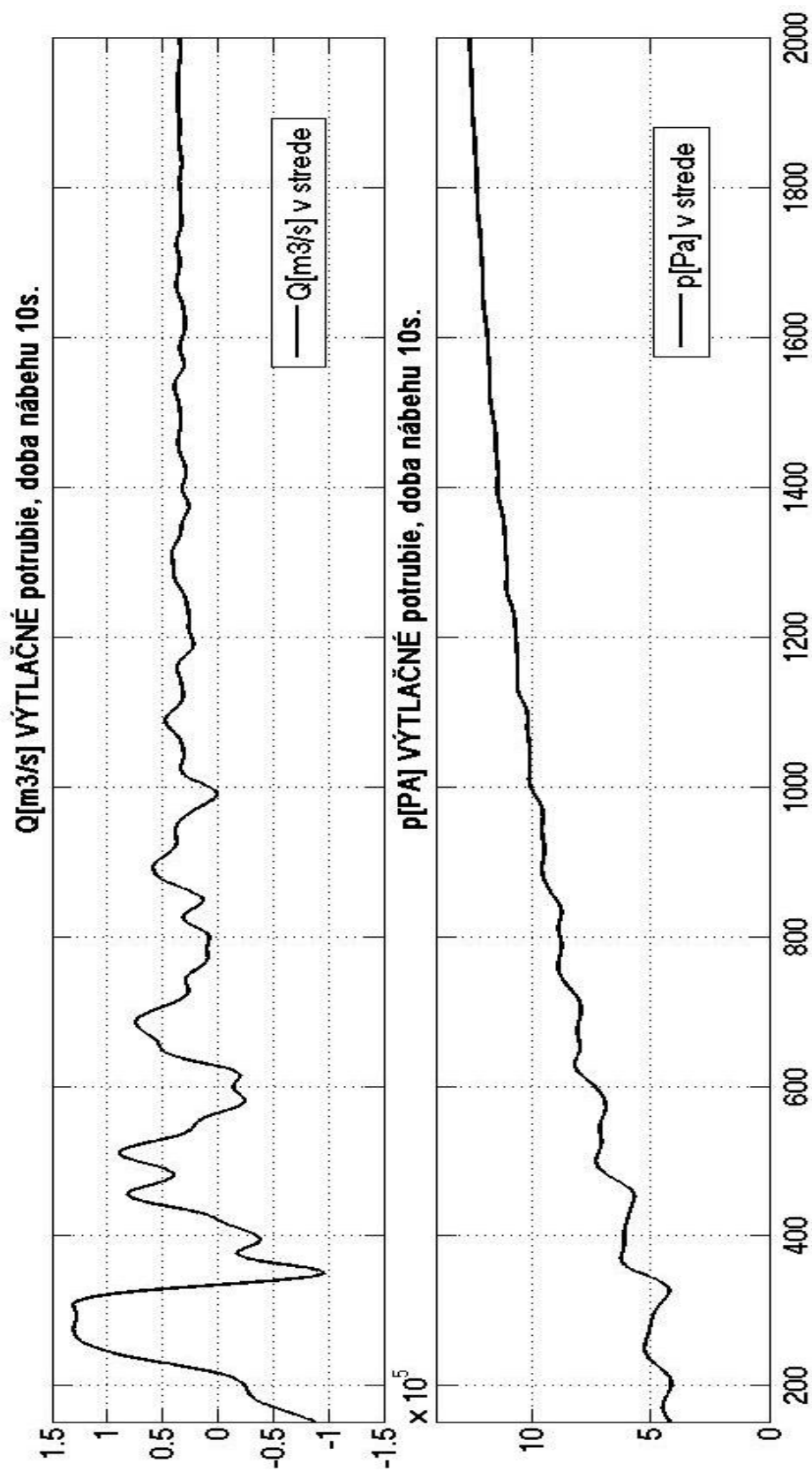
Pričom pri vratnom potrubí klesol celkovo dva krát. Z čoho znova vidíme že vratné potrubie je na tento jav náchylnejšie.



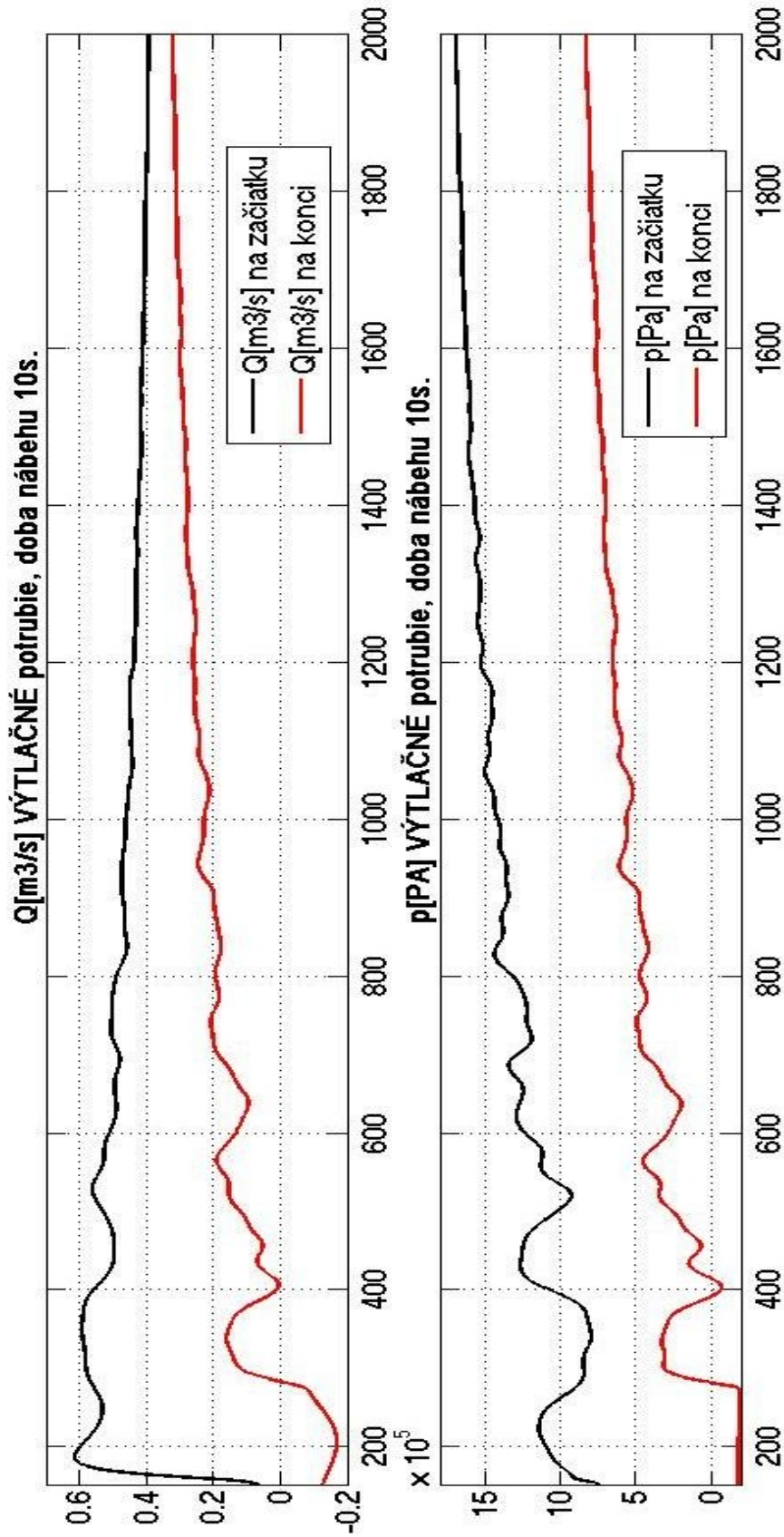
Obr.8.1.3. (100°C) Vratné potrubie, snímač v strede potrubia, doba nábehu 10s.



Obr.8.1.4. (100°C) Vratné potrubie, snímače na začiatku a konci potrubia, doba nábehu 10s.



Obr.8.1.5. (100°C) Výtláčné potrubie, snímač v strede potrubia, doba nábehu 10s.



Obr.8.1.6. (100°C) Výtlačné potrubie, snímače na začiatku a konci potrubia, doba nábehu 10s.

Z priebehu tlakových zmien pre teplotu 100°C v grafe vidíme značný rozdiel tlakov medzi začiatkom a koncom potrubia. Ustálenie tlakových zmien prebieha niekoľkonásobne dlhšie, ako tomu boli pri simulácii nábehov pre teplotu vody 60°.

Pri snahe zamedziť výskytu podtlaku v potrubí bola predĺžená doba nábehu čerpadiel. Ani pri dobe nábehu 100s. sa však nepodarilo dosiahnuť optimálny priebeh tlakových zmien v potrubí.

Pre vytvorený výpočtový model by bolo vhodným riešením zvýšenie tlaku v potrubí. Nakoľko je náš model značne zjednodušený, je vážne diskutabilné nakoľko je tento návrh riešenia aplikovateľný v reálnom prostredí.

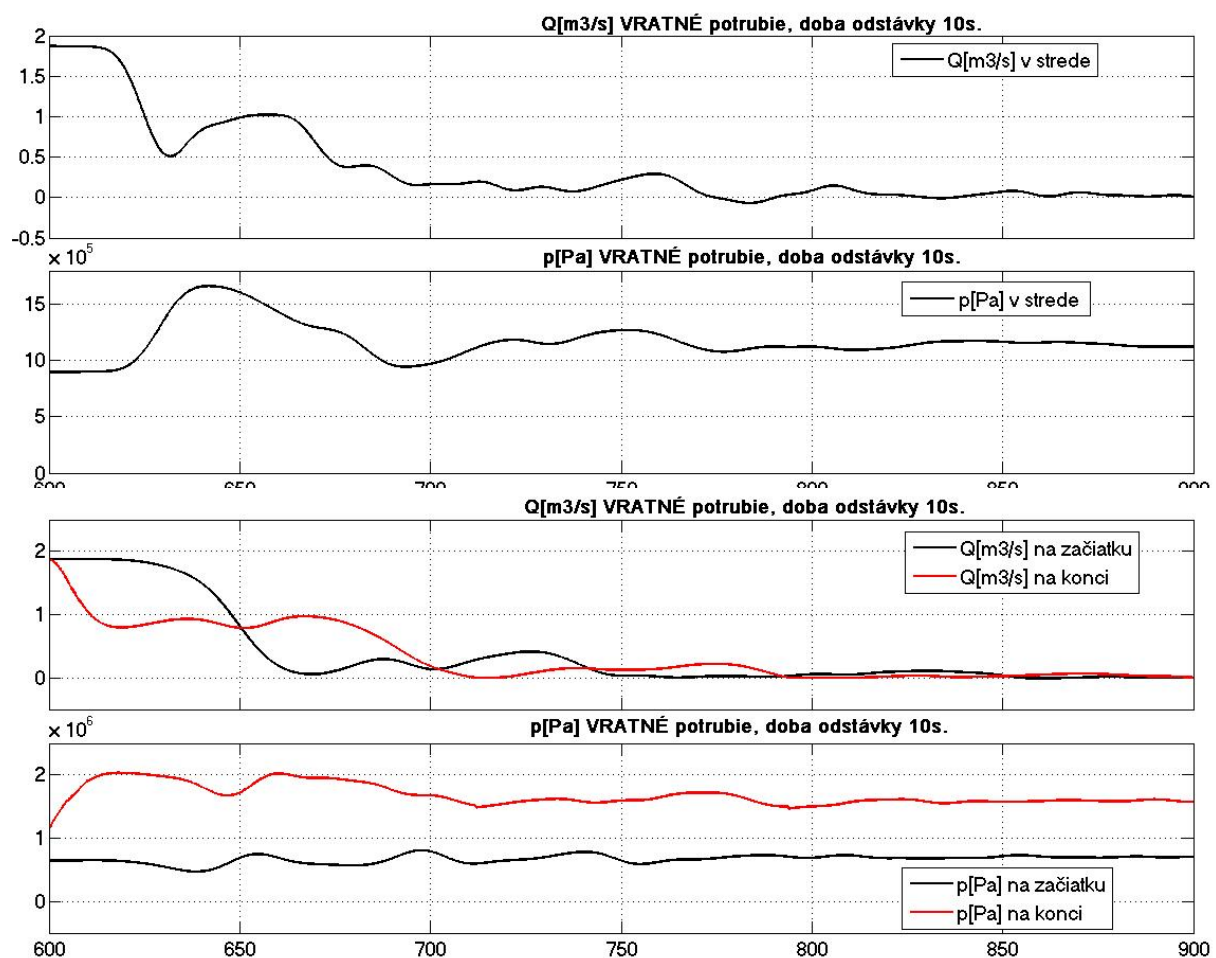
8.1.2 Odstavenie čerpadiel

Odstavenie bolo simulované pre model sústavy 10tich čerpadiel pre všetky naraz, v trvaní 10 a 100 sekúnd. Pri odstaveniach sa nevyskytli nebezpečné podtlaky alebo výraznejšie nárasty hodnôt tlaku. Tesne po odstavení sme pozorovali nárast tlaku, ktorý sa ustálil na mierne vyššej hodnote.

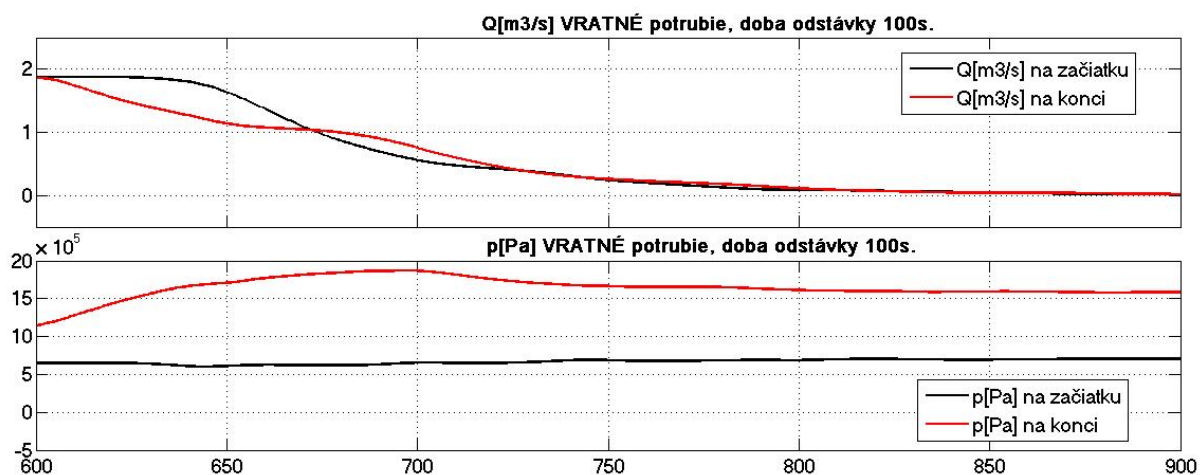
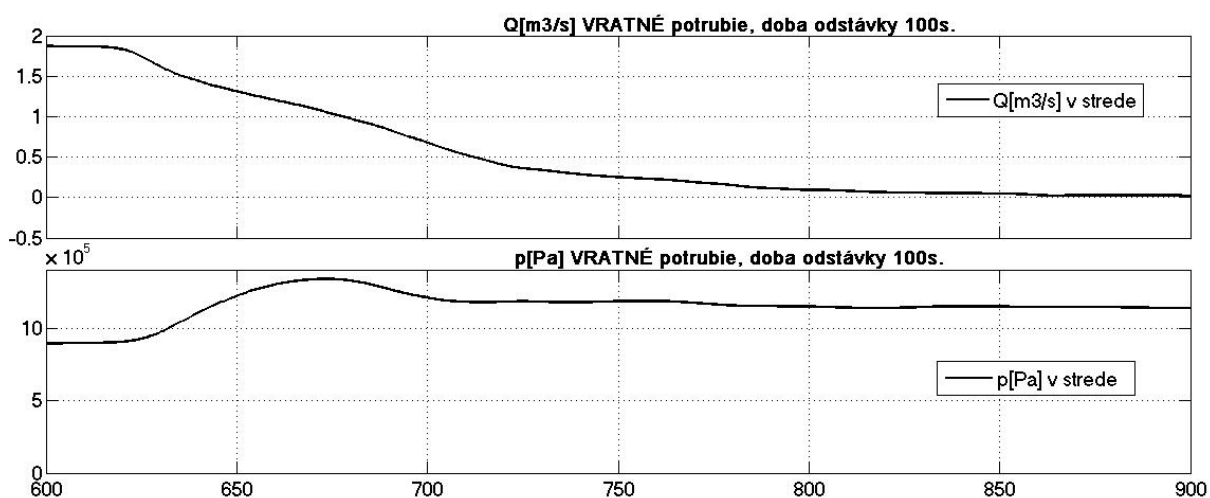
Sledované boli aj otáčky čerpadiel po odstávke. Nevyskytli sa záporné otáčky, čerpadla sa pozvoľne ustálili na nulových otáčkach. Prechodu na záporné otáčky zabránili jednocestné ventily umiestnené pred každé čerpadlo.

Test odstavenia všetkých čerpadiel naraz, teplota vody 60°C, doba trvania 10s. a 100s.:

V grafoch na Obr.8.1.2.1 sú priebehy tlakov a prietokov pri odstávke všetkých čerpadiel naraz, počas doby 10s. Odstavenie čerpadiel bolo v čase $t = 600s$. Zobrazené sú výsledky pre vratné potrubie. Výsledky sú uvedené aj dobu trvania odstavenia 100s. v grafe na Obr.8.1.2.2. Výsledky sú navzájom porovnané.



Obr.8.1.2.1 Odstavenie sústavy čerpadiel, snímač na začiatku, konci a strede vratného potrubia, trvanie 10s.



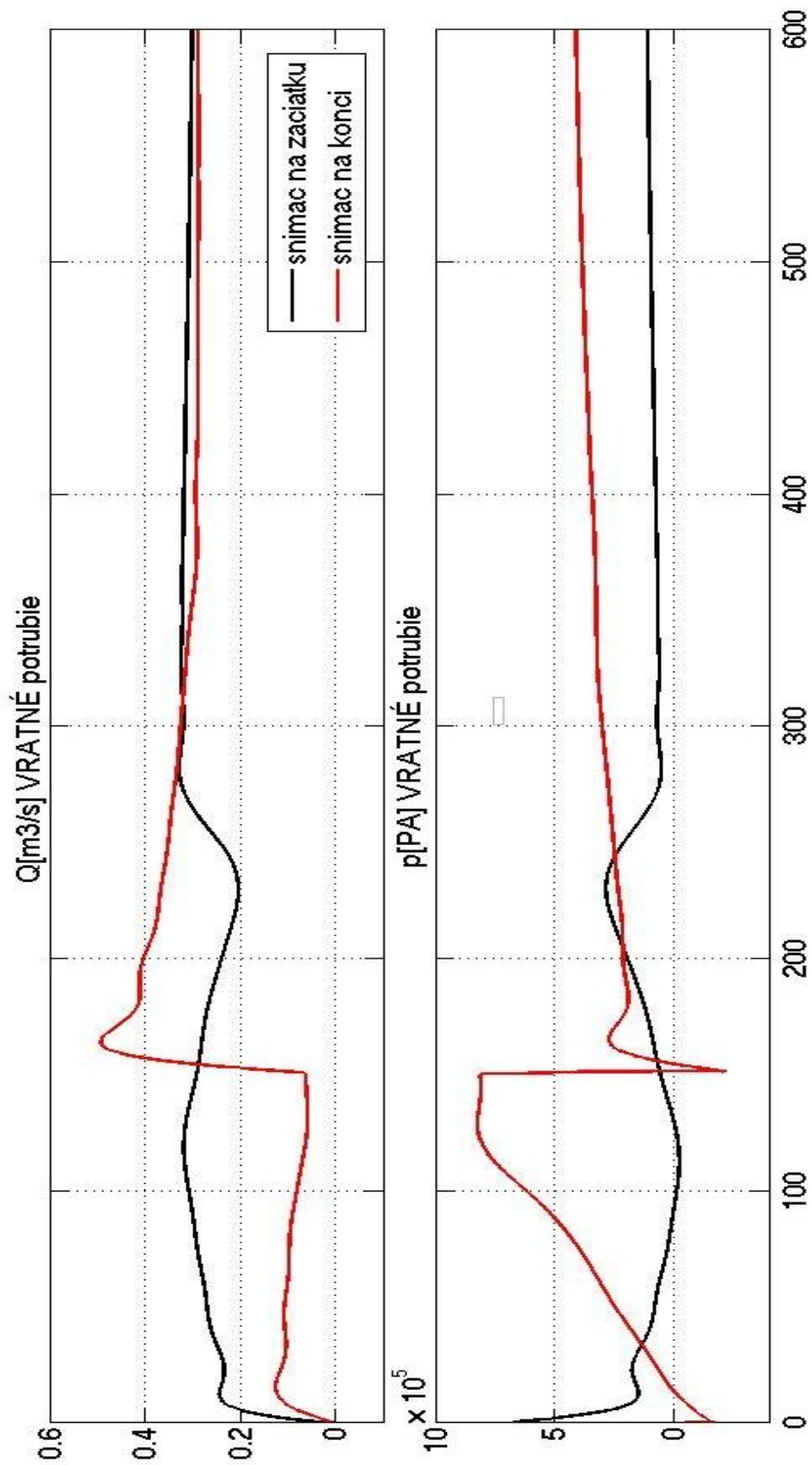
Obr.8.1.2.2 Odstavenie sústavy čerpadiel, snímač na začiatku, konci a strede vratného potrubia, trvanie 100s.

8.2 Simulácie modelu s elektrickým pohonom

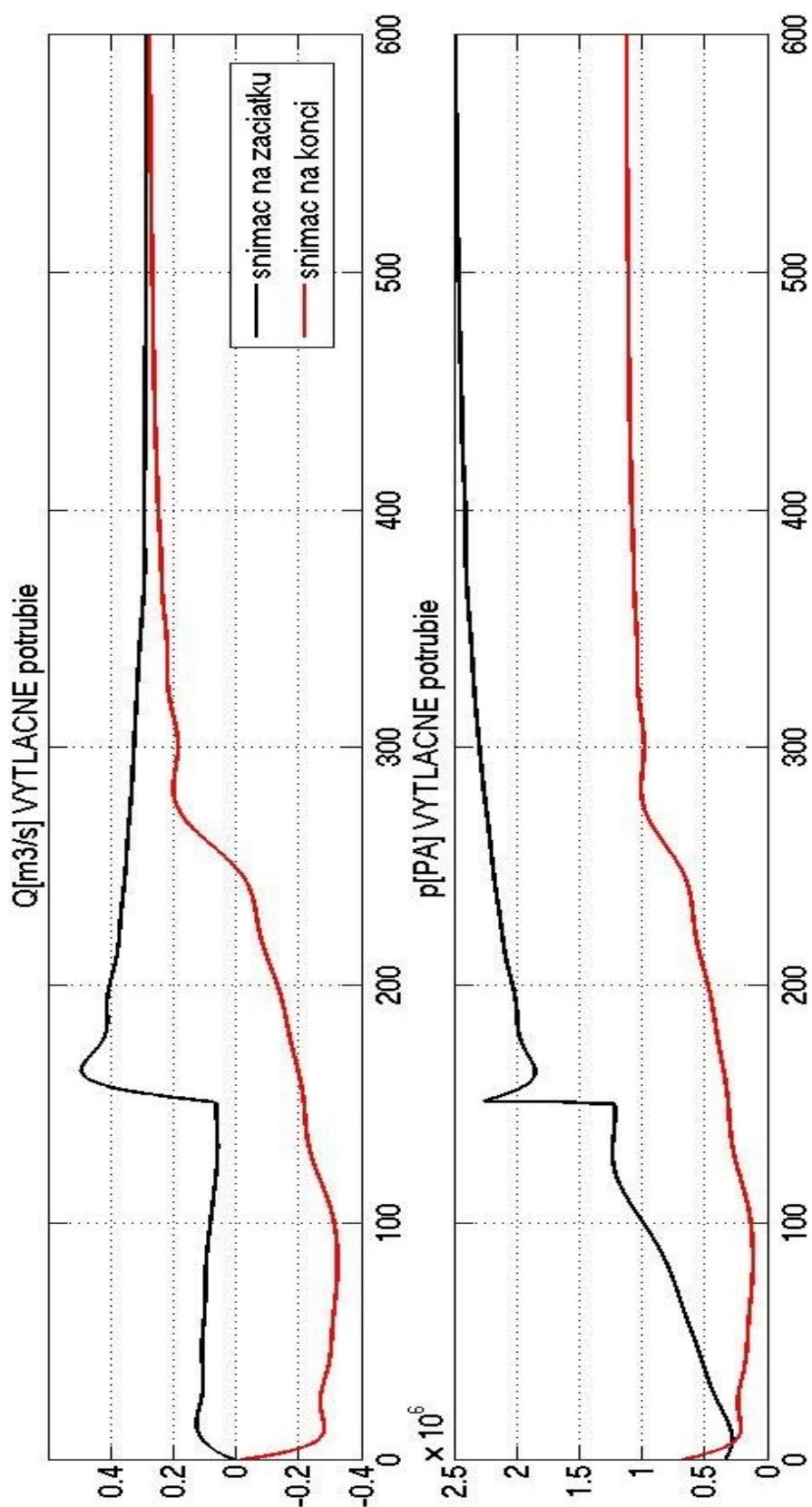
Po testovaní riadenia nábehov čerpadiel s virtuálnym pohonom, bol pohon nahradený elektrickým pohonom. Pohon čerpadiel bol riadený frekvenčným meničom. Model realizovaný s elektrickým pohonom a rozbehom čerpadiel pomocou frekvenčného meniča, je pre výpočet náročný. Je to zapríčinené náročnosťou modelu, kde sa do simulácie zahŕňajú mechanické časti, elektrické aj hydraulické obvody. Významným faktorom je aj nastavenie parametrov simulácie, bližšie popísané v kapitole 10. Poznatky získané pri riešení problému. Výpočet sa stáva numericky nestabilný, čo malo za následok, že sa nepodarilo získať hodnoty použiteľné pre názornú ukážku riadenia prevádzky sústavy desiatich čerpadiel s modelmi elektrických pohonov riadených frekvenčnými meničmi. Doba potrebná pre výpočet sa predĺžila niekoľkonásobne a pre viaceré prípady nastala chyba a simulácia bola ukončená. Je to zapríčinené numerickou nestabilitou výpočtu.

Pri nábehu pohonu čerpadla frekvenčným meničom, bol pre názornosť uskutočnený veľmi rýchly nábeh čerpadiel počas doby 1 sekundy z 40% maximálnej hodnoty otáčok na 60 % a nato hneď nábeh už na plné otáčky..

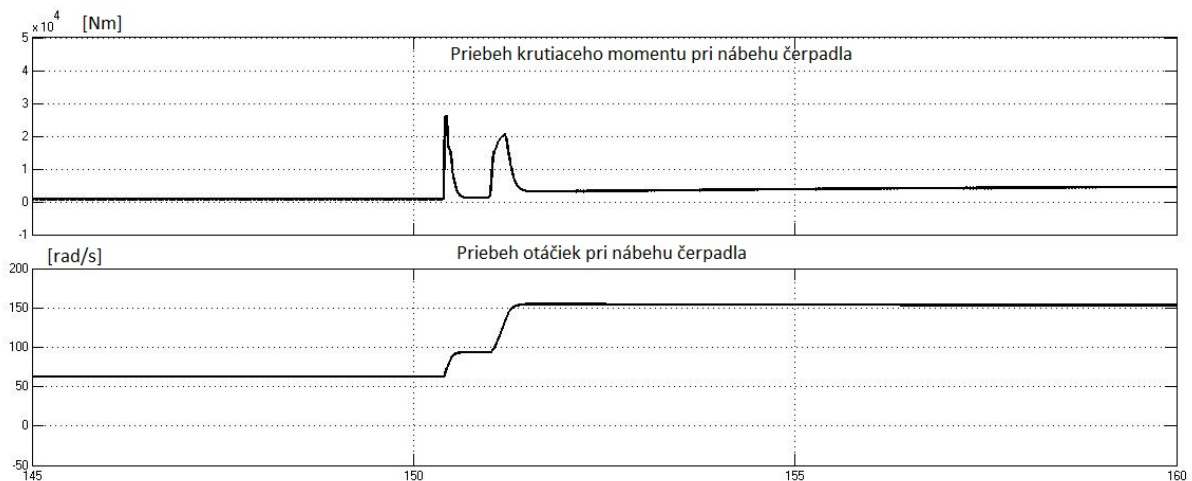
Riadený rozbeh čerpadiel pomocou frekvenčného meniča bol demonštrovaný len na modely pre dve čerpadlá, na potrubí s 1/5 priemerom, dĺžka potrubia bola zachovaná. Sledované pritom boli otáčky čerpadla, a zmeny v potrubí – priebeh vodného rázu. Analyzované boli priebehy otáčok čerpadla pri nábehu a priebeh krútiaceho momentu. Výsledky simulácií, priebehy otáčok a momentov sú zobrazené v grafoch.



Obr.8.2.1. Vratné potrubie, rozbeh pohonu frekvenčným meničom, teplota vody 100°C



Obr. 8.2.2. Výtlačné potrubie, rozbeh motora frekvenčným meničom, teplota vody 100°C



Obr.8.2.3. Priebeh zmien krútiaceho momentu a otáčok čerpadla počas nábehu riadeného frekvenčným meničom.

Z priebehu tlakových zmien na vratnom potrubí je vidieť, že v okamžiku nábehu čerpadla, kedy došlo k veľmi rýchlemu nárastu prietoku, boli tlakové zmeny na konci vratného potrubia nepriaznivé a došlo k nebezpečne nízkemu podtlaku. Je to zapríčinené pulzáciou vodného rázu. Pri názornej ukážke veľmi rýchleho nábehu čerpadiel je vidno, že k vzniku podtlaku dochádza okamžite po nábehu čerpadiel. Doba simulácie sa po pridaní modelu el. motora s frekvenčným meničom predĺžila z pôvodných asi dvoch minút na asi 15 minút. S predĺžením doby nábehu čerpadla by sme zamedzili vzniku nepriaznivému poklesu tlaku v potrubí.

Pri náraste otáčok pohonu čerpadla vidíme aj ostrý vysoký nárast krútiaceho momentu pohonu v dvoch fázach a potom ustálenie na vyššej hodnote ako bola pôvodná. Dva skoky priebehu momentu sú zapríčinené dvojitým nárastom otáčok a teda dvojitým nárastom zaťaženia. Pri rýchlom zvyšovaní výkonu musel motor v danom okamžiku prekonávať aj zotrvačné sily čerpadla, čo by vysvetľovalo ostré lokálne maximá krútiaceho momentu.

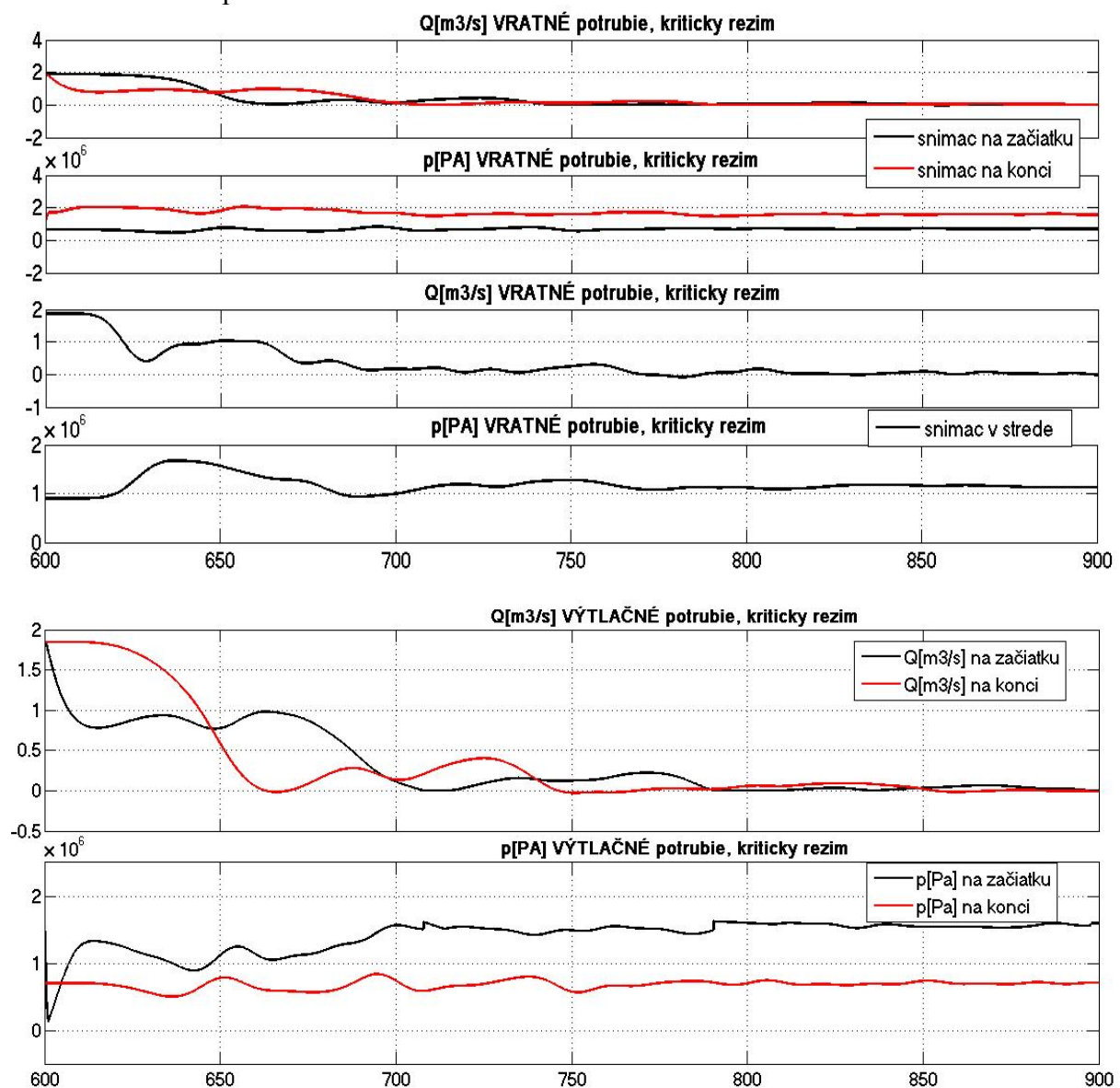
9 KRITICKÉ REŽIMY PREVÁDZKY

Kritické režimy prevádzky sú nepredvídateľné zmeny, ktorých výsledkom je prevádzkovo nepriaznivý stav. Napríklad výpadok napájania pohonu čerpadiel, kedy hrozí vplyvom náhlej zmeny otáčok čerpadiel vznik nebezpečného vodného rázu, ktorý môže zapríčiniť havarijný stav. Môže nastať až pretrhnutie potrubia, alebo jeho poškodenie, kedy nebude možné obnoviť prevádzku bez opravy potrubného systému.

Na našom modeli bol simulovaný výpadok čerpadiel a sledované zmeny prietoku a tlaku v potrubí. Cieľom bolo analyzovať účinky vodného rázu, na základe čoho vysloviť predpoklad následkov v prípade výpadku napájania pohonu sústavy čerpadiel. Výpadok nastal v čase 600s a simulovaný bol pre teplotu 60°C aj 100°C.

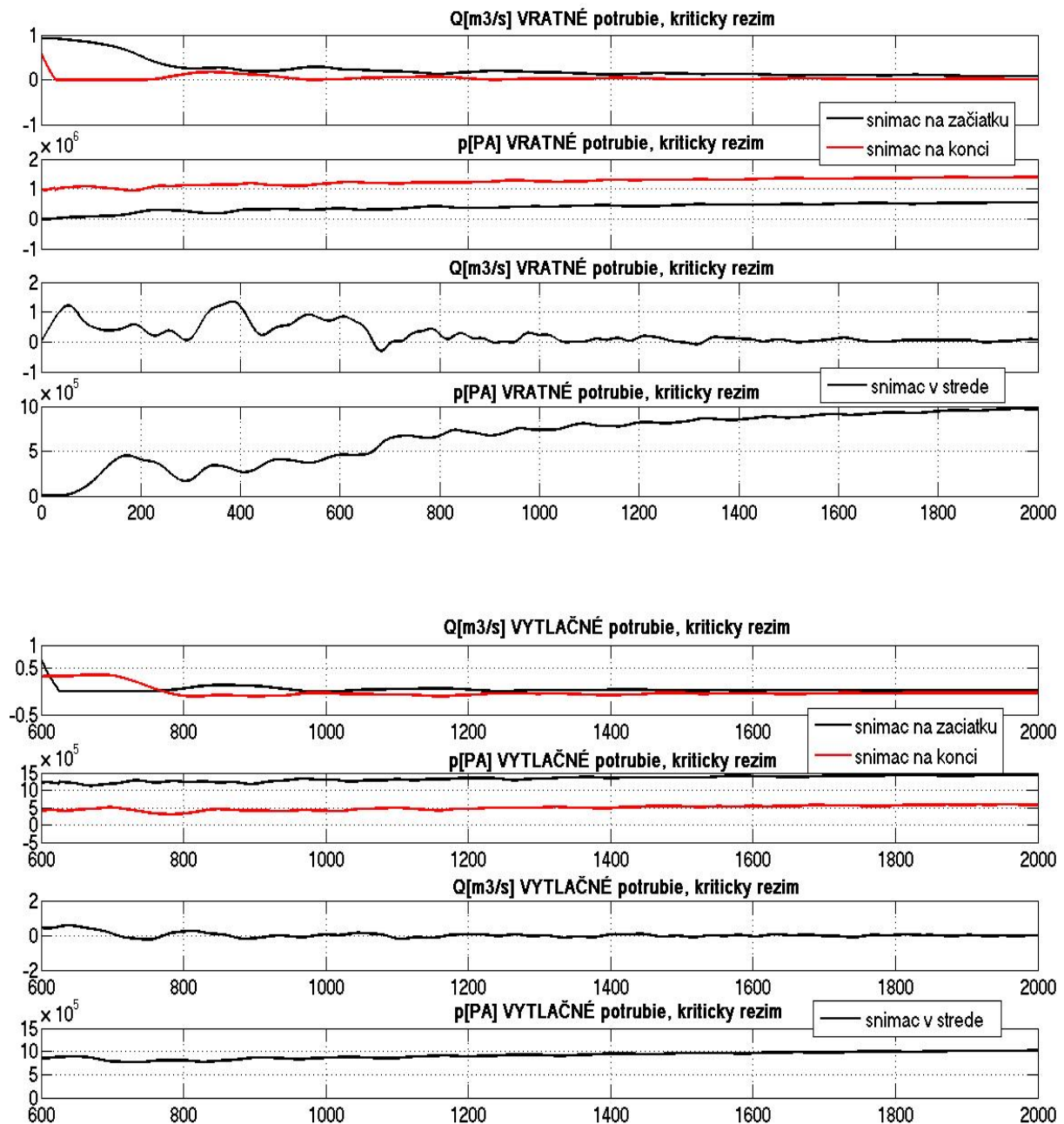
Sledovaný bol pokles otáčok čerpadiel po výpadku. Po okamžitom výpadku by mohol vzniknutý vodný ráz poškodiť aj čerpadlá. Aj z dôvodu zabránenia poškodenia čerpadiel vodným rázom sú za každým čerpadlom umiestnené jednosmerné ventily.

Výsledky priebehov tlakových a prietokových zmien sú v nasledujúcich grafoch. Simulácia pre 60°C.:



Pri simulovanom výpadku napájania sústavy čerpadiel s teplotou vody 60°C nedošlo k žiadnemu nebezpečnému poklesu ani nárastu tlakov. Ustálenie prietoku je patrné z grafu. Pulzacie tlaku zapríčinené náhlím poklesom výkonu čerpadiel sa postupne ustálili na hodnotách a nepredstavovali nebezpečenstvo pre prevádzku teplovodu.

Nasleduje simulácia výpadku napájania sústavy čerpadiel pri teplote vody 100°C. Výsledky sú uvedené v nasledujúcich grafoch.:



Z grafov priebehov tlakov pri simulovanom výpadku napájania vyplýva, že ani pri teplote vody 100°C nenastane príliš nízky alebo vysoký tlak, vplyvom vzniknutej pulzácie tlaku.

10 POZNATKY ZÍSKANÉ PRI RIEŠENÍ ÚLOHY

V tejto kapitole sú zhrnuté získané poznatky pri zostavovaní a následnom nastavovaní simulačného modelu.

Najväčším problémom pri zostavovaní výpočtového modelu, bolo samotné nastavovanie parametrov výpočtu. Samotný výpočet bol veľmi citlivý na nastavenia parametrov, ako doba kroku výpočtu a relatívna tolerancia.

Výpočet (solver), bol zvolený typ ode15s (stiff/FND), ktorý bol odporúčaný pre riešenie hydraulických systémov.[9]

Pre elektrické obvody sa ako vhodný solver javí ode45, ktorý je tiež odporúčaný ako typ solveru pre väčšinu riešených sústav.[17]

Pri hydraulických obvodoch však tento typ výpočtu značne predlžoval dobu výpočtu a vo väčšine prípadov sa nedali parametre nastaviť tak, aby výpočet prebehol pre celú požadovanú dobu simulácie. Preto bol aj pri riešení nášho modelu zvolený práve ode15s (stiff/FND).

Pri každej zmene parametrov členov hydraulického obvodu, ako napríklad hodnota hydraulického odporu, ktorý reprezentoval výmenník v EMĚ alebo TTR, sa museli parametre výpočtu nastavovať znova. V Tab.10.1 sú pre príklad uvedené dané hodnoty, pričom zisťovali sme ich správne nastavenia experimentálne, čo potrebný na zostavenie značne predĺžilo a zkomplikovalo. Zaujímavosťou pritom bolo aj to, že ak hodnotu relatívnej tolerancie zmeníme, v konkrétnom prípade z hodnoty $1,2e-5$ na hodnotu $2e-5$ a ostatné parametre pre výpočet ako aj nastavenia parametrov členov hydraulickej sústavy ponecháme, dostaneme po výpočte rozdielne hodnoty tlakového úbytku na hydraulickom odpore konkrétne v TTR. Rozdiel tlakových strát Δp : pre relatívnu toleranciu $1,2e-5$... $\Delta p = 5,05e4$ Pa a pre $2e-5$... $\Delta p = 5,23e4$. Pre iné hodnoty relatívnej odchýlky, pritom výpočet neprebehol v celej požadovanej dĺžke simulácie a bol ukončený chybou.

Pre nastavovanie hodnoty kroku výpočtu, sme tiež volili rôzne hodnoty, kedy sme museli krok simulácie znížiť, aby sme zabránili numerickým nestabilitám systému, napríklad ostrým nereálnym špičkám tlaku či prietoku.

Pri simulácii nábehu sústavy čerpadiel, kedy mali nabiehať jednotlivé dvojice postupne, sa pre požadované hodnoty prietokov v potrubí nepodarilo uskutočniť simuláciu. Výpočet bol vždy ukončený chybou. Pri testovaní pre nižšie hodnoty prietokov sme dostali výsledky zrovnateľné pre nábeh celej sústavy naraz. Vyvodzovanie ďalších záverov je diskutabilné, nakoľko model nezodpovedal požadovaným parameterom teplovodu. Výsledky uvedené v grafoch sú v prílohách. Sú uvedené dva grafy pre výtlačné potrubie, prvý pre postupný nábeh – tri časy 150s, 160 a 170 kedy bola sústava čerpadiel rozdelená na dve dvojice a jednu dvojicu a boli nabiehané čerpadlá v troch fázach. Druhý nábeh je všetkých naraz. Doba nábehu je 20 s.

Pri potrubí reálneho teplovodu sú kvôli kompenzácii dilatačných zmien potrubia, namiesto ohybov potrubia umiestnené aj kompenzátory. Kompenzujú úseky potrubia dlhé až 250 m. Na výtlačnom potrubí sú udávané posuvy až 450 mm. Nežiaduce javy ako vznik vákua pri pretrhnutí vodného stĺpca, či náhle zvýšenie tlaku, môže inštalované kompenzátory poškodiť a viesť k havárii. Rýchle pulzacie tlaku môžu spôsobiť únavu materiálu. [13]

Ideálnym nábehom čerpadiel by bol spôsob, ak by sa podarilo čas doby medzi nábehom čerpadiel zvoliť tak, aby došlo k eliminovaniu tlakových vln v potrubí. Prvá fáza by bol nábeh prvej skupiny čerpadiel a nábeh druhej skupiny by počkal na spätnú tlakovú vlnu. Nábeh druhej skupiny by v tom okamžiku vytvoril ďalšiu tlakovú vlnu, ktorá by spätnú vlnu

eliminovala.

11 ZÁVER

Cielom tejto diplomovej práce bolo realizovať v prostredí Matlab-Simulink výpočtový model riadeného teplovodu Mělník-Praha. Ďalej vytvoriť model, na ktorom by bolo možné simulovať riadenie prevádzky teplovodu na navrhnutých prevádzkových režimov ako nábehy, odstávka a kritické režimy. Analyzovať získané poznatky a navrhnúť vhodné podmienky a postupy pre optimálne riadenie prevádzky teplovodu.

V tretej kapitole modelovanie hydraulických systémov boli popísané metódy pre matematickú reprezentáciu hydraulických obvodov. Boli vysvetlené základné spôsoby matematického modelovania hydraulického vedenia. Štvrtá kapitola popisuje nami použitý software Matlab/Simulink a jeho použitie pre modelovanie simuláciu hydraulických obvodov, v spojení s mechanickými a elektrickými, ktoré boli použité pre vytvorenie modelu pohonu čerpadiel. Sú popísané základné bloky reprezentujúce armatúry, čerpadlá a pohony.

V piatej kapitole bola predstavená tepláreň Mělník. V krátkosti jej história, základné parametre a významná úloha v zásobovaní mesta Prahy a pripojených oblastí teplom. V kapitola č. 6, som sa venoval samotnej realizácii jednotlivých častí modelu skúmanej sústavy. V kapitole siedmej, boli popísané najvýznamnejšie deje ovplyvňujúce priebehy sledovaných veličín. Simulácii na vytvorenom modeli som sa venoval v kapitole č.8. Analyzované boli viaceré režimy nábehov odstávok čerpadiel a nakoniec kritický režim výpadku čerpadiel. Posledná desiatka kapitola zhrňa poznatky získané pri riešení daného problému.

Modelu teplovodu v programe Simulink podľa parametrov reálneho teplovodu, bol realizovaný postupným rozširovaním jednoduchého modelu potrubia. V prvej fáze boli zvlášť zostavené a odskúšané modeli pre potrubie, čerpadlá, elektrický pohon, frekvenčný menič. Pre samostatné modely boli najprv nastavené parametre a potom postupne spájané do jedného a zložitejšieho systému.

V procese vytvárania simulačného modelu, sa vyskytlo množstvo prekážok. V prvom rade neboli k dispozícii potrebné bloky modelov jednotlivých členov obvodu, ako napríklad asynchrónneho motoru. V tomto prípade knižnica blokov programu Simulink obsahovala len modely pre motory s niekoľkonásobne menším výkonom. Museli byť uskutočnené úpravy a experimentami overená funkčnosť upravených blokov. Až potom mohli byť pridané do celého modelu.

Zložitou prekážkou sa javila numerická stabilita výpočtu. Správne nastavenie parametrov simulácie a výpočtu boli rozhodujúce pre úspešný priebeh simulácie. V mnohých prípadoch bolo možné daný výpočet spustiť až po dlhom experimentálnom nastavovaní parametrov. Vytvorený výpočtový model spojuje komponenty hydraulického vedenia, mechanických a elektrických systémov. Preto je pre výpočet veľmi náročný a pre niektoré simulované režimy riadenia prevádzky musel prejsť vytvorený model viacerými zjednodušeniami. Znižovaný bol počet segmentov potrubia a tiež použitý model s menším počtom čerpadiel. Zaujímavý bol aj fakt, že pre rôzne nastavenia parametrov výpočtu, ako napríklad relatívnej tolerancie, sme dostali rozdielne výsledky, konkrétne prietokov v potrubí. Deje prebiehajúce v hydraulickom vedení pripojenom na sústavu čerpadiel sú zložité a pre výpočet náročné. Preto sa zjednodušenie modelu javilo ako jediné riešenie. Pre teplotu vody v systéme 60°C, bolo možné použiť model zo sústavou 10tich čerpadiel. Pre teplotu vody 100°C sme museli model značne zjednodušiť a použiť len dve čerpadlá.

Pri simulácii riadenia pohonu čerpadiel pre jednotlivé režimy prevádzky, bolo úlohou sledovať režimy kedy by mohlo dôjsť k podtlaku v potrubí, prípadne výskytu vysokých hodnôt tlaku. Následne boli navrhnuté podmienky pre riadenie nábehu pohonu čerpadiel tak, aby sa zabránilo vzniku podtlakov. Návrhy riešenia sú uvedené vždy pri vyhodnocovaní získaných výsledkov simulácie.

Po zistení nežiadúceho poklesu tlaku, bol problém vyriešený pozvoľnejším nábehom skupiny čerpadiel. V prípade nábehu pri teplote vody 100°C sa ani predĺžením doby nábehu čerpadiel problém nevyriešil. V tomto prípade by bolo vhodným riešením zvýšenie tlaku v potrubí. Nakoľko sú závery a použité opatrenia uvedené v kapitole číslo 8. použiteľné pre reálnu sústavu je nejasné, nakoľko vytvorený simulačný model je značne zjednodušený.

Analýzou a simuláciou vplyvu faktorov, ktoré vplývajú na tlakové a prietokové zmeny v potrubí, ako predovšetkým vodný ráz a ďalej množstvo vzduchu vo vode či teplota vody, som sa venoval v kapitole číslo 7. Faktory prevádzky.

V diplomovej práci nie je rozsiahlejší návrh podmienok pre riadenie prevádzky teplovodu, nakoľko vytvorený výpočtový model prešiel radou zjednodušení a tak hlbšia analýza by bola diskutabilná.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Noskievič, P.: Modelování a identifikace systému. MONTANEX a.s., 1999. 276s. ISBN 80-7225-030-2, [cit. 2011.05.10]
- [2] Blocks, User's Guide. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/simscape/ref/bqy2ghy-1.html#bqy2ghy-2>
- [3] Hydraulic resistive tube. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/simscape/ref/hydraulicresistivetube.html>
- [4] Hydraulic pipeline. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/hydro/ref/hydraulicpipeline.html>
- [5] Segmented pipeline. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/hydro/ref/segmentedpipeline.html>
- [6] Hydraulic pipeline LP. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/hydro/ref/hydraulicpipelp.html>
- [7] Resistive Pipe LP. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/hydro/ref/resistivepipelp.html>
- [8] Segmented Pipe LP. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/hydro/ref/segmentedpipelp.html>
- [9] Kozubková, M.: Simulace a modelování hydraulických systému. Ostrava: Vysoká škola Báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta Strojní, 2009. 128s. [cit. 2011.5.18]
- [10] Baldík, J. Mělnický napáječ je v provozu 15 let. Energetika, 2010, č.10, s.576-578. [cit. 2011.5.18]
- [11] Debreczeni, O. Brzokoupil, J. Svarc, S. Nепublikovaná správa: Posouzení nestacionárního chování soustavy ZTMP, Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství. Energetický ústav. Odbor hydraulických strojů Viktora Kaplana. 57s. [cit. 2011.5.18]
- [12] Ševčík, P. Měření v systému ZTMP pro přípravu a verifikaci simulačního modelu potrubí sítě ZTMP, Zpráva, Brno 15.4.2002, TS Hydro spol s.r.o., [cit. 2011.5.21]
- [13] Debreczeni, O. Analýza vplyvu hydraulického rázu na potrubní kompenzátory a příprava měření na díle. Zpráva Aquadyn Brno, 12/2009, 10s. [cit. 2011.5.21]
- [14] Diagram čerpadla 350-QHT-620-80, Firma SIGMA, 19.12.2002, 1s. [cit. 2011.5.21]
- [15] Nemeč, Z. Poznámky, Brno 2011. [cit. 2011.5.21]
- [16] Asynchronous Maschine. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.29], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/powersys/ref/asynchronousmaschine.html>
- [17] Solver pane, User's Guide. R2010b Documentation-Simscape [online], 2010, [cit. 2011.3.28], dostupné z www: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/simscape/ref/bqy2ghy-1.html#bqy2ghy-2>
- [18]

ZOZNAM PRÍLOH

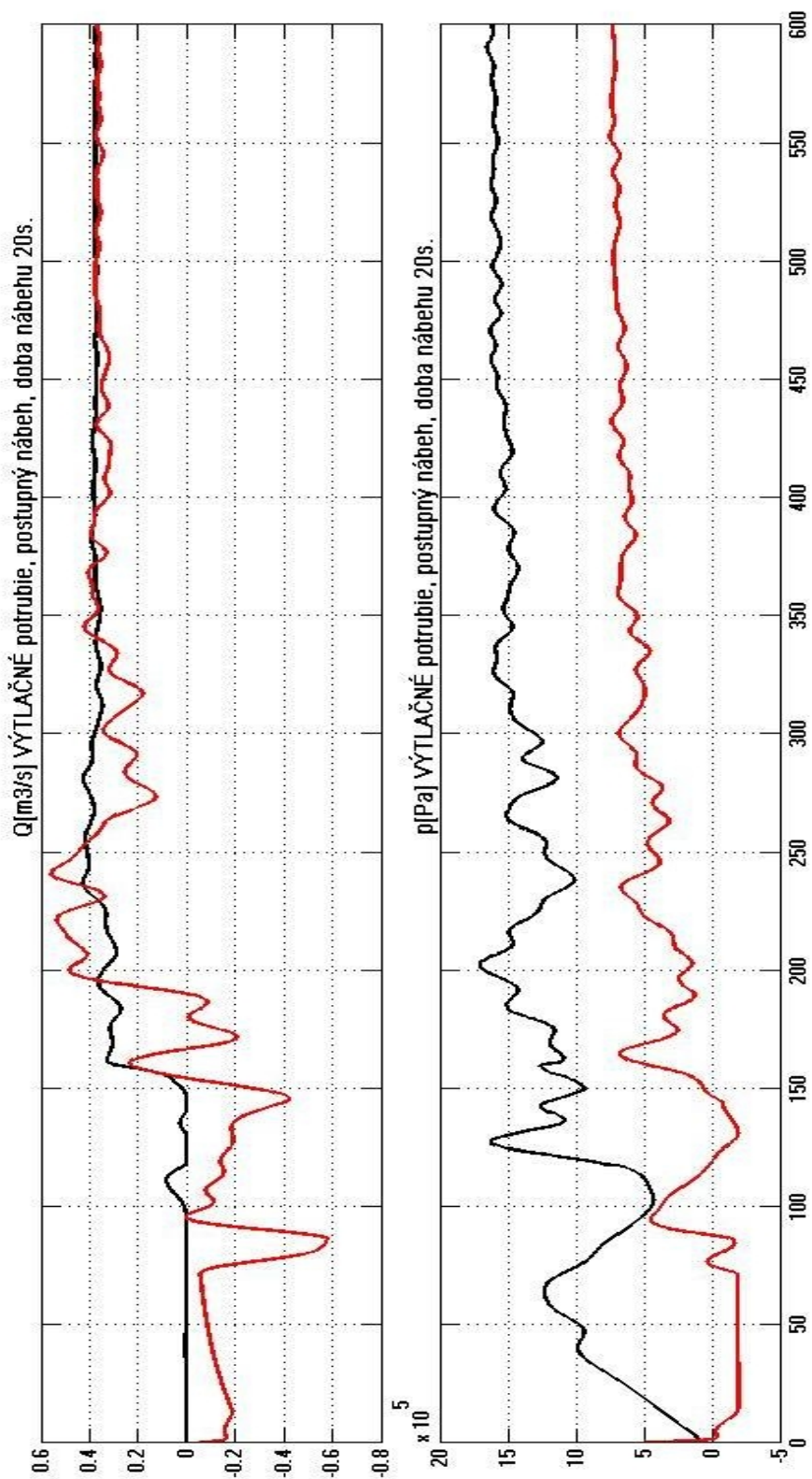
Príloha č.1 Graf postupného nábehu čerpadiel.

Príloha č.2 Graf nábehu všetkých naraz.

Príloha č.3 CD - výpočtové modely programu Matlab pre jednotlivé druhy simulácií.

PRÍLOHY

Príloha č.1. Graf postupného nábehu 10tich čerpadiel. Nabiehané dve dvojice zasebou , zakončené poslednou dvojicou. Doba nábehu 20s. Časy nábehu 150s. 160. 170s.



Príloha č.2. Graf postupného nábehu 10tich čerpadiel. Nabiehané všetky čerpadlá naraz. Doba nábehu 20s. Časy nábehov 150s.

