

Řízení tepelného výkonu horkovodu v rozlehlých teplárenských soustavách - simulace uzavřeného regulačního obvodu

Jakub Hurych

Diplomová práce
2005



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně
Fakulta technologická
Institut řízení procesů a aplikované informatiky
akademický rok: 2004/2005

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jakub HURYCH**
Studijní program: **M2807 Chemické a procesní inženýrství**
Studijní obor: **Automatizace a řídicí technika ve spotřebním průmyslu**

Téma práce: **Řízení tepelného výkonu horkovodu v rozlehlých
teplárenských soustavách – simulace uzavřeného
regulačního obvodu**

Zásady pro vypracování:

- K existujícímu algoritmu řízení – Kvalitativně–kvantitativní způsob řízení tepelného výkonu horkovodu, vytvořte podmínky pro ověření funkce řízení řízené soustavy.
1. Vytvořte simulační model řízené soustavy.
 2. Upravte model řídicího algoritmu
 3. Zajistěte funkční spolupráci těchto programů a ověřte funkčnost předmětného způsobu řízení simulací řídicího algoritmu a simulací řízené soustavy.
 4. V nadřazeném algoritmu využijte pro kvalitativní část řízení i pro kvantitativní část řízení diskrétních regulátorů.
- Pro simulaci využijte programové prostředí MATLAB.
5. K řídicímu algoritmu připojte již zpracovávaný program pro výpočet předpovědi časové řady – denního diagramu dodávky tepla (metoda Box – Jenkinse) respektující vliv povětrnostního prostředí.
 6. Zajistěte funkční spolupráci těchto programů a ověřte funkčnost způsobu řízení simulací celého regulačního obvodu.

Obsah práce je přípravou pro konkrétní nasazení řídicího algoritmu v průmyslových podmínkách.

Rozsah práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. Balátě, J.: Čs patent č. 279253 – Způsob řízení tepelného výkonu horkovodu a zapojení k provádění tohoto způsobu, 1994
2. Balátě, J., Sysala, T.: Algoritmus řízení tepelného výkonu v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem. Automatizace 38 (11), str. 435 – 438, 1995
3. Balátě, J.: Vybrané statě z automatického řízení. Skriptum VUT v Brně, Fakulta strojní, ES VUT, Brno, 1996
4. Krajča, L.: Simulace řízení tepelného výkonu horkovodu. Diplomová práce. VUT v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 1998
5. Chramcov, B.: Předpověď denního digramu dodávky tepla v SCZT. Diplomová práce. VUT v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 1998.
6. Vlach, J. a kol.: Zásobování teplem a teplárenství. SNTL, Praha, 1989
7. Jacobson, R.: Mikrosoft Excel Visual Basic. Computer Press, Praha, 1996

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Jaroslav Balátě, DrSc.

Institut řízení procesů a aplikované informatiky

Datum zadání diplomové práce:

21. února 2005

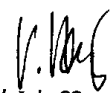
Termín odevzdání diplomové práce:

15. června 2005

Ve Zlíně dne 17. února 2005


prof. Ing. Josef Šimoník, CSc.
děkan




prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.
ředitel institutu

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce Prof. Ing. Jaroslavovi Balátěmu, DrSc. za odborné vedení, rady a pomoc při studiu i práci.

Prohlašuji, že jsem na celé diplomové práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval.

Ve Zlíně, 08. 06. 2005

.....

podpis diplomanta

RESUMÉ

Centralizované zásobování teplem představuje hospodárný a ekologicky přijatelný systém výroby a distribuce tepla, pokud je správně navržen, postaven a efektivně provozován.

Tato diplomová práce řeší simulaci navrženého kvalitativně–kvantitativního algoritmu řízení tepelného výkonu v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem. Pro ukázkou simulace byl vyvinut v prostředí MATLAB řídicí program a v SIMULINKU simulační schéma.

Summary

The centralized system of heat supply represents economic and ecological system for production and distribution of heat, when it is effectively projected, built operated.

This thesis deals with simulation of qualitative – quantitative method of automatic control of heat supply in the centralized systems. It was made a simulation program in MATLAB and simulation scheme in SIMULINK.

OBSAH

RESUMÉ.....	5
OBSAH.....	6
ÚVOD.....	8
1 TEORETICKÁ ČÁST.....	9
1.1 CHARAKTERISTIKA TEPLÁRENSKÝCH SOUSTAV	9
1.2 ÚVOD DO KVALITATIVNĚ–KVANTITATIVNÍHO ZPŮSOBU ŘÍZENÍ.....	10
1.3 ROZBOR DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ HORKOVODU	11
1.3.1 Chování regulované soustavy při kvalitativním způsobu řízení.....	13
1.3.2 Chování regulované soustavy při kvantitativním způsobu řízení.....	15
1.3.3 Eliminace dopravního zpoždění při řízení tepelného výkonu horkovodu	16
1.3.4 Praktické důsledky algoritmu	20
1.4 POPIS ŘÍDICÍHO ALGORITMU KVALITATIVNĚ-KVANTITATIVNÍHO ZPŮSOBU ŘÍZENÍ	22
1.4.1 Popis kvalitativní části algoritmu řízení	25
1.4.2 Popis kvantitativní části algoritmu řízení	27
1.4.3 Popis části pro výpočet <i>kvalitativní korekce II</i>	30
1.5 NĚKTERÉ VZTAHY ČERPACÍ TECHNIKY	33
1.5.1 Charakteristika potrubí	33
1.5.2 Charakteristika čerpadla	35
1.6 TLAKOVÉ POMĚRY V TEPELNÉ SÍTI	37
2 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST.....	43
2.1 MATLAB A SIMULINK	43
2.2 POPIS SIMULAČNÍHO PROGRAMU	43
2.2.1 Vstupní hodnoty	44
2.2.2 Simulace	45
2.2.3 Grafy.....	46
2.2.4 Nápopvěda.....	46
2.2.5 Konec.....	46
2.3 POPIS JEDNOTLIVÝCH BLOKŮ V SIMULAČNÍ ČÁSTI PROGRAMU	46
2.3.1 Celkové schéma.....	46
2.3.2 Blok řídicí algoritmus.....	47
2.3.3 Blok PID regulátor	48
2.3.4 Blok PI regulátor	49
2.3.5 Blok výpočtu skutečného výkonu.....	49
2.3.6 Blok dopravní zpoždění.....	49
2.3.7 Blok teplotěnský výměník	50
2.3.8 Blok výpočtu předpokládaného tepelného spádu	51
2.3.9 Blok kvalitativní korekce.....	51
2.3.10 Blok výpočtu skutečného tepelného spádu.....	52
2.3.11 Blok výpočtu korekce hmotnostního toku.....	53
2.3.12 Y-H charakteristika	53
3 VÝSLEDKOVÁ ČÁST.....	54
3.1 GRAFY SPUSTITELNÉ PŘED SIMULACÍ	54
3.1.1 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku	54
3.1.2 Y-Q charakteristika čerpadla a potrubí.....	55
3.2 POUŽITÉ REGULÁTORY.....	56

3.3	SIMULACE 1.....	57
3.4	SIMULACE 2.....	59
3.5	SIMULACE 3.....	61
3.6	SIMULACE 4.....	65
3.7	SIMULACE 5.....	67
3.8	SIMULACE PRŮBĚHU Y-Q CHARAKTERISTIKY.....	69
ZÁVĚR.....		73
LITERATURA.....		74
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ		76
SEZNAM OBRÁZKŮ		79

ÚVOD

U soustav centralizovaného zásobování teplem je prioritním úkolem dodávat všem odběratelům tepla takové množství energie, aby byla splněna jejich průběžně se měnící poptávka. Tato dodávka se musí řídit ukazateli jakosti. Zde se jedná zejména o udržení předepsané teploty teplotnosného média v přívodní větvi u spotřebitele. Pro zajištění těchto ukazatelů se dnes využívají moderní teplárenské kotle, přesná elektronika sledující každý krok soustavy a také spolehlivý a hospodárně navržený algoritmus řízení celé soustavy.

Tato práce se zabývá ověřením funkčnosti jednoho z návrhů pro algoritmus řízení. Tento návrh zpracoval Prof. Ing. Jaroslav Balátě, DrSc. a zabývá se kvalitativně-quantitativním způsobem řízení s využitím predikce (předpovědi) průběhu denního diagramu dodávky tepla v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem a umožňuje eliminovat dopravní zpoždění, které vzniká na cestě mezi zdrojem tepla a jednotlivými spotřebiteli. Toto dopravní zpoždění způsobuje velká vzdálenost, která dosahuje až desítek kilometrů. Dopravní zpoždění je tedy závislé na délce potrubí a také na rychlosti proudění teplotnosného média.

Navržený algoritmus využívá **současného** a **průběžného** působení dvou akčních veličin. Je to řízení teploty vody v přívodní větvi, v praxi realizováno změnou tepelného příkonu na vstupu do teplárenského výměníku, a řízení otáček oběhového čerpadla na základě určených změn hmotnostního toku. Tyto veličiny ovlivňují dodávaný výkon, který je předpověděn na základě denního diagramu dodávky tepla pro danou lokalitu.

V práci se vychází z konkrétních hodnot, které byly získány ze skutečných provozů a to z důvodu větší názornosti a pozdějšího možného využití v praktických případech. Z důvodů simulace byly zavedeny některé předpoklady, nezbytné pro zajištění funkčnosti algoritmu v prostředí SIMULINK. Tyto předpoklady jsou podrobně popsány dále v textu.

1 TEORETICKÁ ČÁST

1.1 Charakteristika teplotárných soustav

Teplotárná soustava slouží pro potřeby zásobování spotřebitelů tepelnou energií, přitom zajišťuje výrobu i rozvod této energie. Soustavy centralizovaného zásobování teplem se skládají ze tří hlavních částí:

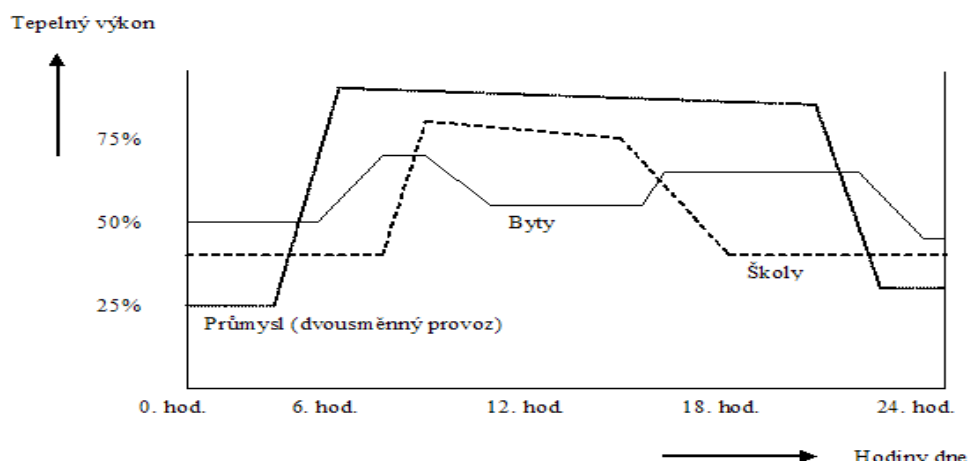
- jeden či více zdrojů tepla,
- tepelná rozvodná síť,
- jednotlivé spotřebitelské systémy.

Teplotárné soustavy jsou dále charakteristické tím, že jeden společný tepelný zdroj zásobuje větší počet spotřebitelů, takže je nutné k jejich propojení tepelných sítí.

Pro potřeby centrálního zásobování teplem přicházejí v úvahu dvě teplotnosné látky a to buď pára nebo voda. Vzduch nebo jiné plyny nelze prakticky použít, protože mají malou tepelnou kapacitu. Voda do 100°C se označuje jako teplá a nad 100°C jako horká. Voda v tepelných sítích má jmenovitou teplotu obvykle vyšší než 100°C, musí proto být pod tlakem vyšším než je tlak atmosférický. Přenos tepla se uskutečňuje vlivem tepelné jímavosti vody, která se vyznačuje z dostupných látek největší měrnou tepelnou kapacitou. Přenosná schopnost horkovodních sítí je při stejných parametrech protitlakové nebo odběrové páry a stejnému průměru potrubí větší než u sítí parních. Teplotnosná látka ve spotřebitelských systémech je určena jejich účelem a typem zařízení a celkovou ekonomickou efektivností.

Cílem optimálního řízení teplotárné sítě je tedy pokrytí spotřeby tepla s přihlédnutím na analýzu dopravního zpoždění.

Spotřebitelské systémy a zařízení se člení podle účelu zásadně na dvě velké skupiny. Pro vytápění, větrání, klimatizaci a pro přípravu teplé užitkové vody a pro výrobní procesy. [7],[8]



Obr. 1 Typické průběhy denních spotřeb tepla pro různé typy odběratelů

1.2 Úvod do kvalitativně–kvantitativního způsobu řízení

Algoritmus tzv. kvalitativně-kvantitativního způsobu řízení s využitím předpovědi průběhu denního diagramu dodávky tepla v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem umožňuje eliminovat vliv dopravního zpoždění mezi teplárenským výměníkem ve zdroji tepla a relativně soustředěným odběrem tepla všemi spotřebiteli. Dopravní zpoždění je závislé na rychlosti proudění teplonosného média (horké vody) a na délce potrubí napáječe. *Nový způsob řízení výkonu horkovodu spočívá v současném a průběžném působení dvou akčních veličin ovlivňujících přenášený tepelný výkon a ve využívání předpovědi požadovaného tepelného výkonu v dané lokalitě.* Nově navržená metoda řízení byla uvažována pro konkrétní případ, kdy dopravní zpoždění bylo přepokládáno v rozsahu od šesti do dvanácti hodin v závislosti na spotřebiteli odebíraném tepelném výkonu.

Navržená metoda je řešením způsobu řízení tepelného výkonu ve *zdroji tepla*.

Současný běžný způsob řízení tepelného výkonu dodávky tepla horkovodem využívá obvykle závislosti na teplotě vody v přívodním potrubí tepelného napáječe nebo také ještě závislosti na teplotě venkovního vzduchu.

Pro řízení tepelného výkonu horkovodu ze zdroje tepla jsou k dispozici dvě akční veličiny (viz vztah (1)):

- Změna rozdílu teplot v přívodní a zpětné větvi horkovodu v praxi realizována změnou tepelného příkonu na vstupu do teplárenského výměníku (tzv. kvalitativní způsob řízení tepelného výkonu).

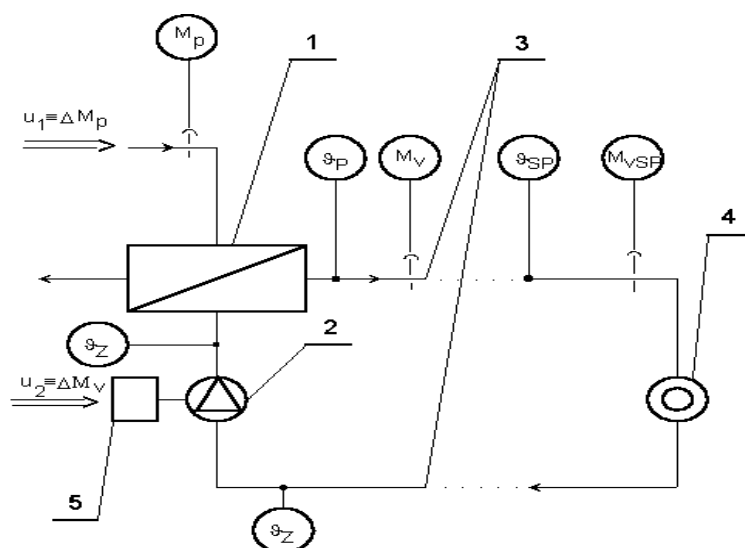
- Změna hmotnostního toku horké vody změnou otáček oběhového čerpadla (tzv. kvantitativní způsob řízení tepelného výkonu).

Uvedené akční veličiny bývají obvykle používány jako samostatně působící, a to pouze jedné z nich. Pokud se používají obě, jednalo se o případ, kdy kvalitativní způsob řízení byl hlavním způsobem řízení a kvantitativního způsobu se používalo spouštěním a zastavováním chodu čerpadel s různým dopravovaným hmotnostním tokem. Těchto kvantitativních změn se využívalo jednorázově při změnách ročních období (letní, přechodové, zimní). Obvykle bylo pro tento účel použito cirkulačních čerpadel dvou nebo tří velikostí hmotnostního toku.

Nevýhodou popsaných způsobů řízení je skutečnost, že úplně nezahrnují dynamické vlastnosti regulované soustavy (řízeného systému). Dopravní zpoždění v přívodní větvi tepelného přivaděče a zpoždění setrvačných členů teplotního výměníku zůstávají opomenuty. Jestliže se změna výkonu odebrávaný v některém místě horkovodní sítě, potom odpovídající výkon zdrojů (výroby) řízený klasickým kvalitativním způsobem se sice přizpůsobí se značným zpožděním, i když samoreglativně dojde ke změně hmotnostního toku horké vody vlivem autoreglativních vlastností statické charakteristiky dopravního čerpadla zapříčiněné změnou pracovního bodu čerpadla. Změna odběru tepelného výkonu se uskuteční působením autonomních regulátorů teploty v sekundárních sítích odběratelsko-předávacích stanic (viz Obr. 4 položka 6). Vznikne tím nesplnění některého z požadavků na předepsané ukazatele jakosti teplotního média. [4]

1.3 Rozbor dynamických vlastností horkovodu

Technologické schéma zařízení horkovodu je principiálně znázorněno na Obr. 2. Zobrazený případ má zařazeno oběhové (dopravní) čerpadlo na konci zpětného potrubí před výměníkovou stanicí.



Obr. 2 Principiální schéma horkovodu

1 – teplárenský výměník tepla ve zdroji tepla, 2 – oběhové čerpadlo, 3 – horkovod (potrubní řád napáječe), 4 – spotřebitelé (výměníky v odběratelsko-předávacích stanicích),
5 – měnič otáček čerpadel

Kde M_P (kg/s) je hmotnostní tok páry na vstupu do teplárenského výměníku,
 M_V (kg/s) hmotnostní tok teponosného média na výstupu z výměníku,
 M_{VSP} (kg/s) hmotnostní tok teponosného média v místě spotřebitelů,
 u_1 (--) akční veličina 1 (změna hmotnostního toku páry),
 u_2 (--) akční veličina 2 (změna otáček oběhových čerpadel),
 ϑ_P (°C) teplota v přívodní větvi horkovodu,
 ϑ_Z (°C) teplota ve zpětné větvi horkovodu,
 ϑ_{SP} (°C) teplota horké vody v přívodní větvi u spotřebitele.

K řízení tepelného výkonu horkovodu pro dodávku tepla do tepelné sítě jsou k dispozici, jak již bylo zmíněno v kapitole 1.2, dvě akční veličiny:

- pro kvalitativní způsob řízení změna rozdílu mezi teplotami vody v přívodním a zpětném potrubí horkovodu, realizovaná změnou tepelného příkonu v páře na vstupu do teplárenského výměníku,
- pro kvantitativní způsob řízení změna hmotnostního toku horké vody realizovaná změnou otáček oběhového čerpadla.

Platí vztah:

$$P_T = M_v \cdot c \cdot \Delta \vartheta \text{ [W]}, \quad (1)$$



Kvantitativní způsob
řízení

Kvalitativní způsob
řízení

kde: P_T (W) je tepelný výkon horkovodu,

M_v (kg/s) hmotnostní tok teplonosného média,

$\Delta \vartheta$ (°C) teplotní spád,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita. [4]

1.3.1 Chování regulované soustavy při kvalitativním způsobu řízení

Při kvalitativním způsobu řízení se horkovod chová jako proporcionální systém se setrvačností vyššího řádu s dopravním zpožděním, vyjádřeno přenosem (2)

$$G_v^{kval}(s) = \frac{\Delta \Theta_{SP}(s)}{\Delta M_p(s)} = \frac{k^{kval}}{1 + T_1 \cdot s + T_2^2 \cdot s^2 + T_3^3 \cdot s^3} \cdot e^{-s \cdot T_d}, \quad (2)$$

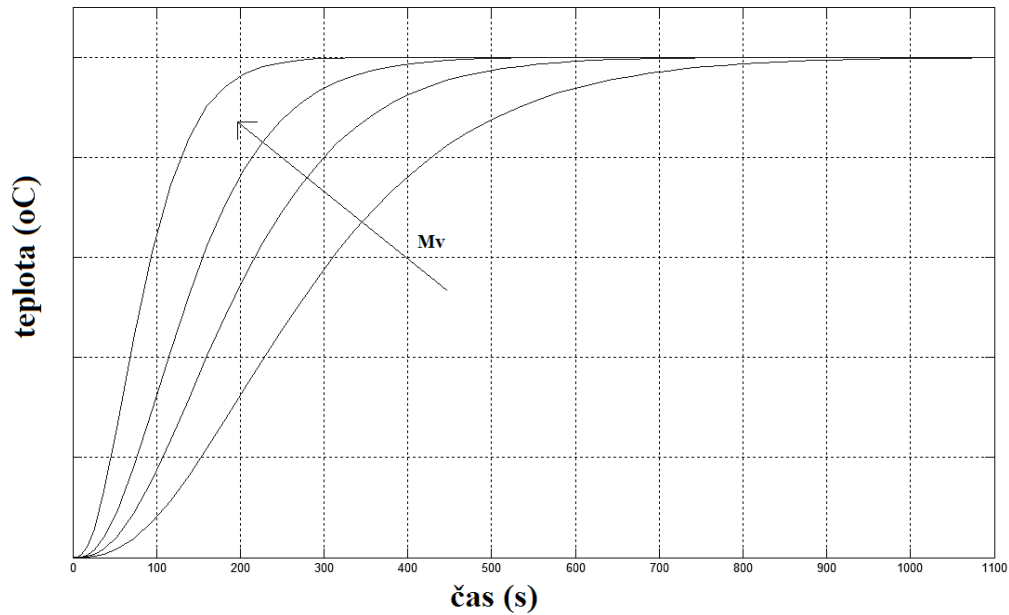
kde: T_d (s) je dopravní zpoždění,

T_i (s) parametry přenosu členů řízeného systému,

k^{kval} (--) zesílení řízeného systému v kvalitativní části,

M_p (kg/s) hmotnostní tok páry na vstupu teplotního výměníku.

Dynamické vlastnosti jsou definovány chováním teplotního výměníku a bývají nejčastěji popsány vlastnostmi proporcionálního systému se setrvačností třetího řádu ($n=3$). Časové konstanty přechodového děje (doba průtahu, náběhu, přechodu) však nabývají hodnot desítek minut a jsou závislé na hmotnostním průtoku ohřívání vody výměníkem (Obr. 3).



Obr. 3 Vliv zvyšování M_v na přechodové charakteristiky teplotařenského výměníku

Dopravní zpoždění v horkovodní síti je funkcí hmotnostního toku oběhové vody a je dáno vztahem:

$$T_d = f(M_v) = \frac{l \cdot S \cdot \rho_v}{M_v} \text{ [s]}, \quad (3)$$

kde: l (m) je délka sledovaného úseku potrubí,

S (m²) průřez potrubí přívodní větve,

ρ_v (kg/m³) hustota oběhové vody,

M_v (kg/s) hmotnostní tok vody v reálném čase.

Popsaná úvaha má své opodstatnění v případech obdobných, pro jaký byla provedena, tj. v lokalitách, kde relativně soustředěný odběr tepla je značně vzdálený od zdroje tepla (např. úvaha budování tepelného napáječe z JE Dukovany do systému centralizovaného zásobování teplem v Brně).

Z výše uvedeného je zřejmé, že kvalitativní způsob řízení se projevuje u odběratele tepla s časovým posunem odpovídajícím dopravnímu zpoždění. Platí tedy:

$$\vartheta_{sp}(t) = \vartheta_p(t + T_d) \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (4)$$

kde: ϑ_{SP} ($^{\circ}\text{C}$) je teplota u spotřebitele,

ϑ_P ($^{\circ}\text{C}$) teplota v přívodní větvi.

Akční veličina u_1 , tj. rozdíl teplot vody na vstupu a výstupu teplotního výměníku, se určí výpočtem ze vztahu:

$$u_1 \equiv \Delta\vartheta = \vartheta_P - \vartheta_Z = \frac{P_T}{M_v \cdot c}, \quad (5)$$

kde: ϑ_P ($^{\circ}\text{C}$) je teplota v přívodní větvi,

ϑ_Z ($^{\circ}\text{C}$) teplota ve zpětné větvi horkovodu,

u_1 (--) akční veličina 1 (změna hmotnostního toku páry),

P_T (W) tepelný výkon horkovodu,

M_v (kg/s) hmotnostní tok vody v reálném čase,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita. [4]

1.3.2 Chování regulované soustavy při kvantitativním způsobu řízení

Kvantitativní způsob řízení se realizuje měničem otáček oběhového čerpadla změnu hmotnostního toku cirkulující vody a tím i změnu dodávaného tepelného výkonu (1). Zahrnuje setrvačnost měniče otáček a obsahuje i časovou konstantu potrubí, která postihuje dobu potřebnou k urychlení, popř. zpomalení cirkulující hmoty nestlačitelného teplotního média. Vlastní horkovod (potrubí) se chová jako proporcionální systém bez setrvačnosti. Uvedené vlastnosti lze vyjádřit přenosem $G_s^{kvant}(s)$:

$$u_2 \equiv G_s^{kvant}(s) = \frac{\Delta M_{vSP}(s)}{\Delta M_v(s)} = \frac{k^{kvant}}{1 + T_1' \cdot s + T_2'^2 \cdot s^2} \cdot \frac{1}{1 + T_3' \cdot s}, \quad (6)$$

kde: T_3' (s) je doba rozběhu potrubí,

T_1', T_2' (s) parametry přenosu měniče otáček,

k^{kvant} (--) zesílení řízeného systému v kvantitativní části,

M_v (kg/s) hmotnostní tok teplotního média na výstupu z výměníku,

M_{vSP} (kg/s) hmotnostní tok teplotního média v místě spotřebitelů,

u_2 (--) akční veličina 2 (změna otáček oběhových čerpadel).

Kde parametry přenosu měničů otáček T_1' a T_2' jsou definovány druhem měniče (hydraulické spojky, elektrického měniče otáček), časová konstanta T_3' (7) je definována délkou potrubí, rychlostí teplotnosného média a dopravní výškou oběhového čerpadla. Jsou obecně mnohem menší (řádově sekundy, desítky sekund) než časové konstanty ve vztahu (2), tj. než časové konstanty teplotrenského výměníku (řádově desítky minut).

T_3' je čas, který horká voda potřebuje k tomu, aby z klidu nabyla rychlost c_{max} příslušející maximálnímu hmotnostnímu toku M_{vmax} působením dopravní výšky čerpadla H_{max} .

$$T_3' = \frac{l \cdot c_{max}}{g \cdot H_{max}} \text{ [s]}, \quad (7)$$

kde H_{max} (m) je dopravní výška čerpadla,

c_{max} (m/s) rychlost, kterou voda potřebuje aby nabyla maximálního hmotnostního toku,

M_{vmax} (kg/s) maximální hmotnostní tok vody,

l (m) délka sledovaného úseku potrubí,

g (m/s²) gravitační zrychlení.

Je však velmi důležité, že přenos (6) neobsahuje dopravní zpoždění.

Z uvedeného je zřejmé, že z hlediska dynamických vlastností má kvantitativní způsob řízení výkonu horkovodu své výhody. Přesto je dosud velmi zřídka využíván. [4]

1.3.3 Eliminace dopravního zpoždění při řízení tepelného výkonu horkovodu

Odstranit vliv dopravního zpoždění při řízení tepelného výkonu horkovodního napáječe lze *současným a nepřerušovaným řízením dvěma akčními veličinami*, tj. řízením teplotního spádu na teplotrenském výměníku a řízením hmotnostního toku oběhové vody – teplotnosného média.

Podstata metody spočívá v opravě odchylky vznikající při použití kvalitativního způsobu řízení u_1 (s přenosem (2)) zatíženého dopravním zpožděním (3) využitím kvantitativního způsobu řízení u_2 (s přenosem (6)), který není zatížen dopravním zpožděním a může působit téměř bezprostředně.

Prakticky se uskuteční výpočet odchylky:

$$\Delta P_{T,T(i)} = P_{T,T(i)}^p - P_{T,T(i)}^s \text{ [W]}, \quad (8)$$

kde $\Delta P_{T,T}$ (W) je rozdíl mezi předpověděným tepelným výkonem $P_{T,T}^p$ podle předpověděného průběhu denního diagramu dodávky tepla – DDDT (správně tepelného výkonu) pro čas T a skutečně odebíraným tepelným výkonem všemi spotřebiteli $P_{T,T}^s$,

P_T (W) tepelný výkon horkovodu,

$P_{T,T}$ (W) tepelný výkon horkovodu v čase T , ve kterém se projeví působení akční veličiny u_1 – kvalitativního způsobu řízení u lokálně soustředěných spotřebitelů,

T (s) čas, kdy se kvalitativní způsob řízení projeví u spotřebitelů,

$P_{T,T}^s$ (W) skutečně odebíraný tepelný výkon všemi spotřebiteli v čase T :

$$T = RT + T_d^p + T_{prech} \text{ [s]}, \quad (9)$$

kde RT (s) je reálný čas, ve kterém působí akční veličina u_1 ,

T_d^p (s) vypočítané dopravní zpoždění,

T_{prech} (s) doba přechodu teplotního výměníku odečtená ze změřené přechodové charakteristiky ($T_{prech} = f(M_v)$).

Algoritmus pro takový způsob řízení byl navržen a simulačně prověřován. Byl nazván *kvalitativně-quantitativním způsobem řízení tepelného výkonu horkovodu s využitím předpovědi průběhu denního diagramu dodávky tepla*.

Algoritmus výše popsaného a nazvaného způsobu řízení, tj. použitím dvou akčních veličin a to samostatně pro kvalitativní způsob a kvantitativní způsob řízení, je zobrazen na Obr. 4.

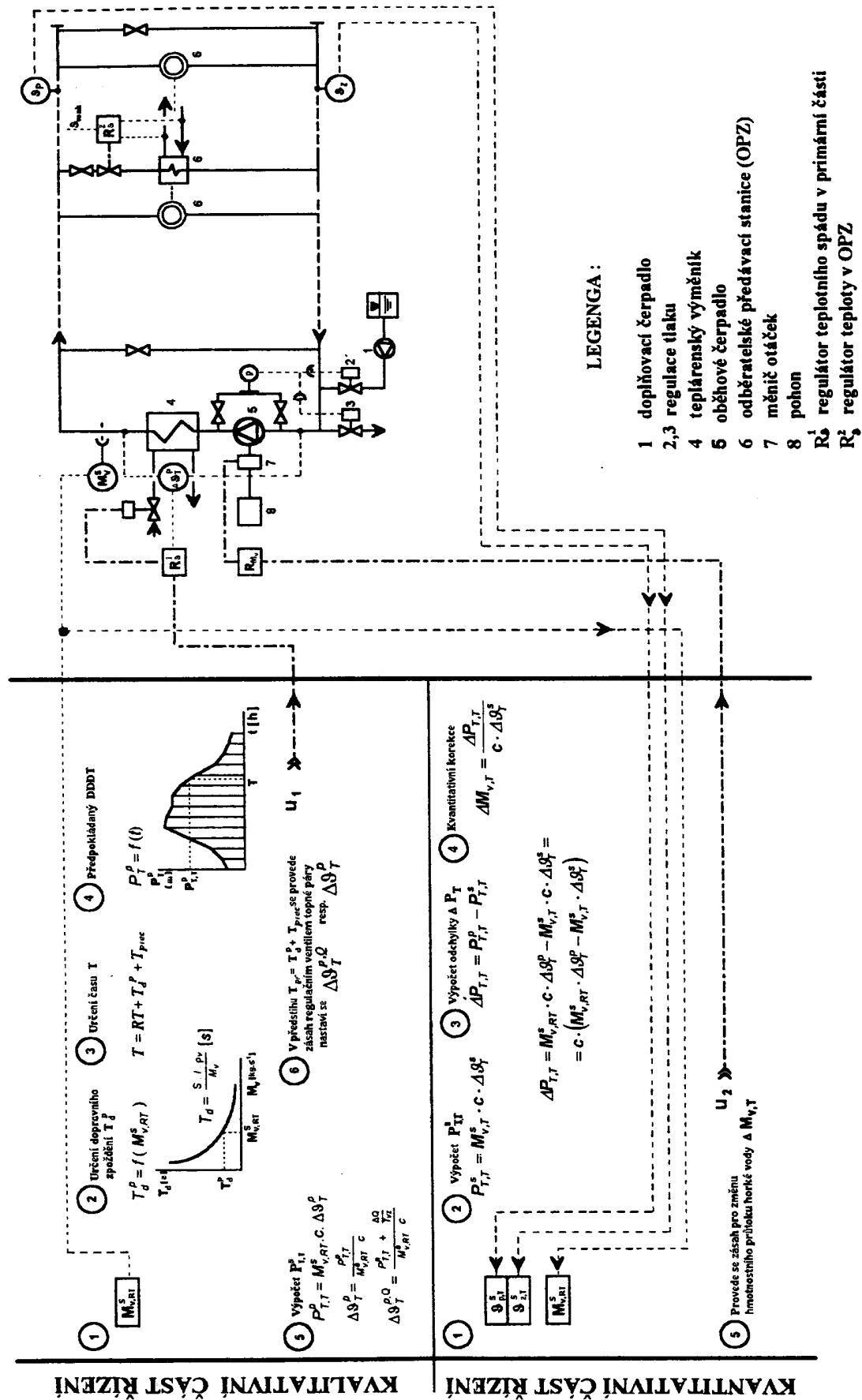
Posloupnost kvalitativního způsobu řízení je následující:

- změření hmotnostního toku teplotního média (horké vody) $M_{v,RT}^s$ (krok 1),
- určení dopravního zpoždění T_d^p (krok 2),

- určení doby, za kterou se působení (zásah) kvalitativního způsobu řízení projeví u spotřebitelů T podle vztahu (9) (krok 3),
- výpočet tepelného výkonu $P_{T,T}^p$, který je nastavován kvalitativním způsobem řízení, zahrnující i korekci tepelného obsahu v přívodní větvi napáječe (krok 4), (krok 5),
- přeměna řídicího signálu na akční veličinu, tj. na polohu regulačního ventilu přívodní páry na vstupu do teplotěnského výměníku (krok 6).

Posloupnost kvantitativního způsobu řízení je tato:

- změření skutečných (aktuálních) hodnot parametrů potřebných pro další výpočet $\vartheta_{p,T}^s, \vartheta_{z,T}^s, M_{v,T}^s$ (krok 1),
- výpočet skutečného odebíraného tepelného výkonu v místě spotřebitelů $P_{T,T}^s$ (krok 2),
- výpočet odchylky kvalitativního způsobu řízení a skutečného odebíraného (aktuálního) výkonu u spotřebitelů - $\Delta P_{T,T}$ (krok 3),
- výpočet kvantitativní korekce tepelného výkonu $\Delta M_{v,T}$ (krok 4),
- přeměna řídicího signálu na akční veličinu, tj. na hodnotu otáček oběhového (cirkulačního) čerpadla (krok 5).



Obr. 4 Algoritmus kvalitativně-kvantitativního způsobu řízení dodávky tepla horkovodem

Legenda k Obr. 4:

c - měrná tepelná kapacita, l - délka přívodní větve tepelného napáječe, RT – reálný čas (čas, ve kterém působí akční veličina kvalitativního způsobu řízení na teplotěnském výměníku), S – průřez přívodní větve napáječe, T – čas, ve kterém se projeví působení akční veličiny kvalitativního způsobu řízení u lokálně soustředěných spotřebitelů, T_d – dopravní zpoždění, T_d^p - předpokládané dopravní zpoždění, T_{pr} – časový předstih, T_{prech} – doba přechodu teplotěnského výměníku při působení akční veličiny, T_{VZ} – perioda vzorkování (asi 15 minut), M_v – hmotnostní tok oběhové (cirkulační) vody, $M_{v,RT}^s$ - skutečný hmotnostní tok oběhové vody v čase RT , $M_{v,T}^s$ - skutečný hmotnostní tok oběhové vody čase T , P_T – tepelný výkon horkovodu, $P_{T,T}^p$ - předpokládaný tepelný výkon odečtený z předpověďného denního diagramu dodávky tepla (DDDT), $P_{T,T}^s$ - skutečný změřený (vypočtený) tepelný výkon v čase T , $\vartheta_{p,T}^s$ - skutečná teplota v přívodní větvi napáječe u spotřebitelů v čase T , $\vartheta_{z,T}^s$ - skutečná teplota ve zpětné větvi napáječe u spotřebitelů v čase T , $\Delta P_{T,T}$ - odchylka mezi předpokládaným a skutečným odebíraným tepelným výkonem v čase T , $\Delta M_{v,T}$ - kvantitativní korekce, tj. změna hmotnostního toku oběhové vody, ΔQ - změna tepelného obsahu v přívodní větvi napáječe zapříčiněná kvantitativní korekcí, $\Delta \vartheta_T^s$ - skutečný teplotní spád u spotřebitelů v čase T , $\Delta \vartheta_T^p$ - předpokládaný teplotní spád na teplotěnském výměníku v čase T , který se vypočte z $P_{T,T}^p$ a je akční veličinou kvalitativního způsobu řízení, $\Delta \vartheta_T^{p,Q}$ - předpokládaný teplotní spád na teplotěnském výměníku v čase T zahrnující korekci tepelného obsahu v příváděcí větvi napáječe ΔQ . Toto teplo je nutné přivést, popř. o ně zmenšit přívod tepla v závislosti na smyslu (znaménka) kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T}$, ρ_1 - měrná hmotnost oběhové vody v příváděcí větvi napáječe. [4]

1.3.4 Praktické důsledky algoritmu

Předvedený způsob řízení (Obr. 4) představuje **vlastní princip**.

Prakticky využívá:

- autoreglativní vlastnosti Q-Y charakteristiky dopravního (cirkulačního) čerpadla. Tato skutečnost je zřejmá z Obr. 5, kde je naznačeno posunutí polohy pracovního bodu čerpadla jak při zvýšení odběru objemového toku tak i při jeho snížení (snížení odběru tepla odběrateli). Kvantitativní část řízení působí prakticky jako regulace na konstantní polohu odporové křivky (charakteristiky) potrubí.

- korekce tepelného obsahu v přívodní větvi tepelného napáječe. Tato skutečnost vyplývá z nutnosti udržet tepelný obsah příváděcí větve horkovodu i po zásahu korekce dodávaného výkonu působením kvantitativní části řízení. Jakékoli množství tepla odebrané nebo neodebrané (tedy na výstupu z příváděcí větve horkovodu) vzhledem ke stanovenému tepelnému výkonu kvalitativním způsobem řízení musí být uvedeno do souladu s řídicím signálem kvalitativní části řízení na vstupu do horkovodu. Korekce vyplývá ze vztahu

$$\Delta \vartheta_T^{p,Q} = \frac{P_{T,T}^p + \frac{\Delta Q}{T_{VZ}}}{M_{v,RT}^s \cdot c} \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (10)$$

kde $\Delta \vartheta_T^{p,Q}$ ($^\circ\text{C}$) je předpokládaný teplotní spád na teplotěnském výměníku v čase T zahrnující korekci tepelného obsahu v příváděcí větvi napáječe ΔQ . Toto teplo je nutné přivést, popř. o ně zmenšit přívod tepla v závislosti na smyslu (znaménka) kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T}$,

$P_{T,T}^p$ (W) předpokládaný tepelný výkon odečtený z předpověďného denního diagramu dodávky tepla (DDDT),

ΔQ (Ws) změna tepelného obsahu v přívodní větvi napáječe zapříčiněná kvantitativní korekcí,

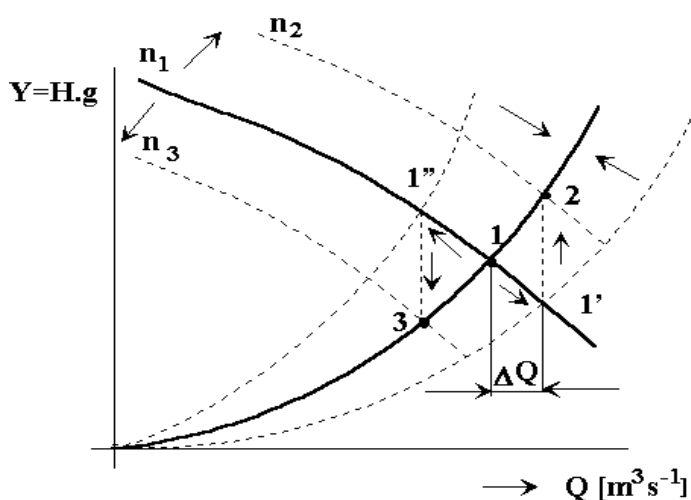
T_{VZ} (s) perioda vzorkování (asi 15 minut),

$M_{v,RT}^s$ (kg/s) skutečný hmotnostní tok oběhové vody v čase RT ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita.

Pro vlastní nasazení do konkrétních podmínek je nutné jádro programu řízení ošetřit tak, aby byly splněny:

- *minimalizace čerpací práce oběhového (oběhových) čerpadel*, což lze docílit vhodným *průběžným* nastavováním pracovního bodu čerpadla tak, že se sleduje potřebný tlakový spád na nejvzdálenější odběratelsko-předávací stanici,
- *minimalizace tepelných ztrát tepelného napáječe*, což algoritmus řízení docílí řízením proměnlivé teploty horké vody na vstupu do příváděcí větve horkovodu a tím je dodáváno teplo při minimálním potřebném tepelném potenciálu, čímž se sníží tepelné ztráty.



Obr. 5 Q-Y charakteristika dopravního čerpadla

Použití popsané metody je výhodné v případech, kdy odběratelé tepla jsou relativně lokálně soustředěni, např. soustava centralizovaného zásobování teplem je vzdálena od zdroje tepla (teplárenského výměníku) a při běžně užívaném kvalitativním způsobu řízení nutně vzniká nezanedbatelné dopravní zpoždění. V takovém případě je při řízení výkonu dodávaného horkovodem nezbytná eliminace dopravního zpoždění. Pro řízení je nutné využívat předpovědi průběhu denního diagramu dodávky tepla. Je možné jej počítat v reálném čase a to pouze pro časový interval jen o málo delší, než jaké je dopravní zpoždění. [4]

1.4 Popis řídicího algoritmu kvalitativně-quantitativního způsobu řízení

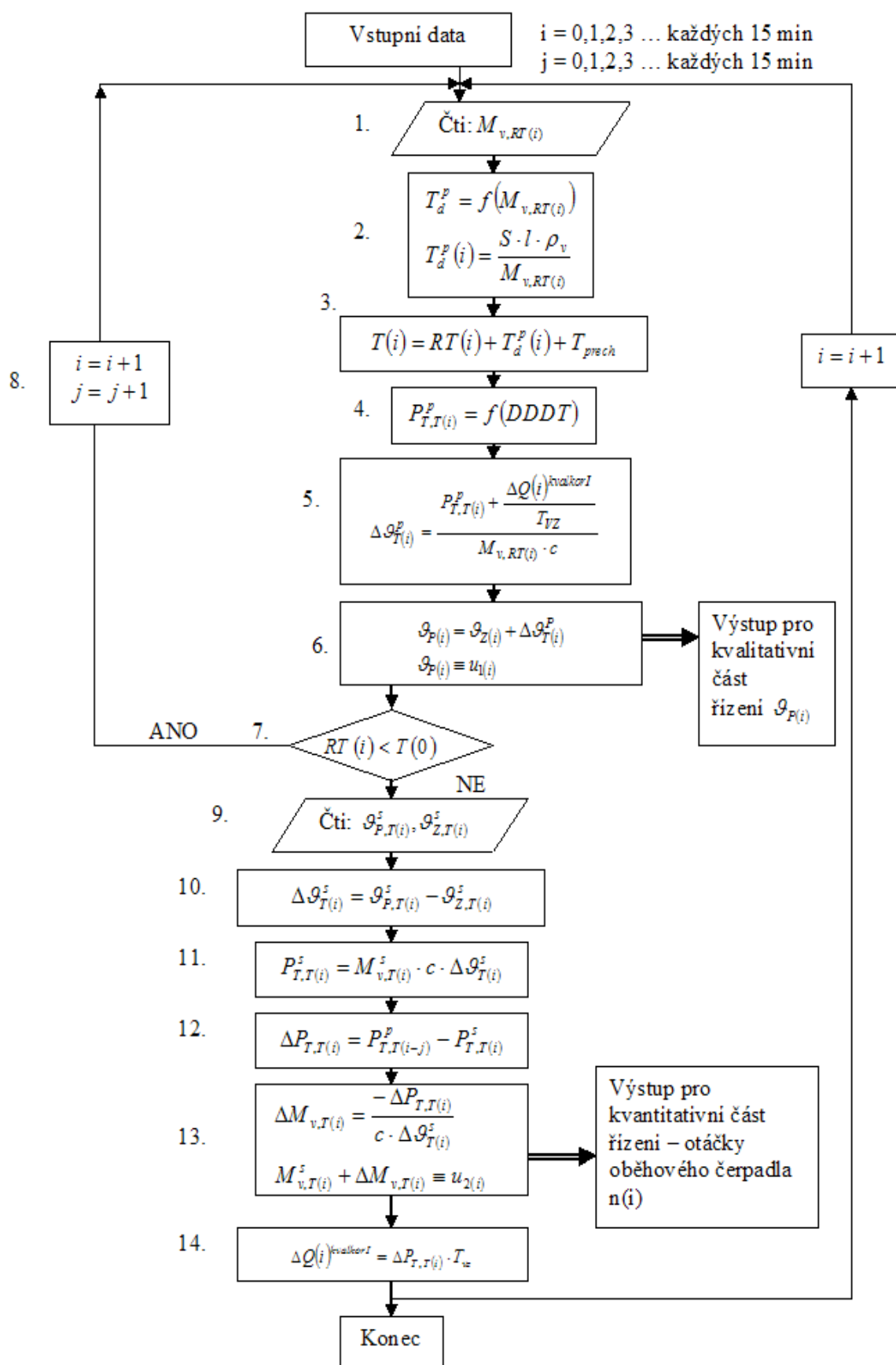
Konkrétní algoritmus použitý pro řízení kvalitativně-quantitativním způsobem je uveden na Obr. 6. Výstupem řídicího algoritmu jsou dvě akční veličiny

- *teplota v přívodní větvi horkovodu*, která se v praxi mění změnou tepelného příkonu na vstupu do teplárenského výměníku;
- *hmotnostní tok horké vody* změnou otáček oběhového čerpadla.

Po zásahu na změnu dodávaného výkonu působením kvantitativní části řízení (hmotnostním tokem) je nutné zavést **kvalitativní korekci I**, aby byl udržen tepelný obsah v příváděcí větvi horkovodu. Korekce je v řídicím algoritmu označena $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$ a je určena na základě kladné nebo záporné odchylky předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ a skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$ vztahy (21)(24). Důsledkem tohoto zásahu je cíl, aby kvantitativní část řízení změnou otáček dopravního čerpadla vrátila odporovou křivku potrubí do své původní polohy.

Do doby $T(0)$, což je doba, kdy se řízení dodávaného výkonu projeví u spotřebitelů, je řízení předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ prováděno pouze podle předpovědi denního diagramu dodávky tepla. V čase menším než $T(0)$ působí jen kvalitativní část řízení, tzn. že nepůsobí kvantitativní část řízení. Z tohoto důvodu je do řídicího algoritmu přidána další tzv. **kvalitativní korekce II**, jejímž cílem je udržet přibližně tepelný obsah v příváděcí větvi horkovodu do doby než začne působit kvantitativní část řízení. Korekce je označena $\Delta Q_{RT(i)}^{kvalkorII}$. Přidáním **kvalitativní korekce II** se řídicí algoritmus změní ze schéma Obr. 6 na schéma Obr. 9.

Za vstupní hodnoty pro algoritmus řízení můžeme považovat veličiny, které charakterizují rozměry potrubí a vlastnosti teplotnosného média, tj. délka potrubí, průřez potrubí, hustota teplotnosného média a měrná tepelná kapacita. Dalšími potřebnými vstupy jsou denní diagram dodávky tepla, pro určení předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ a určení reálného času (RT).



Obr. 6 Schéma algoritmu kvalitativně-quantitativního způsobu řízení bez působení **kvalitativní korekce I**

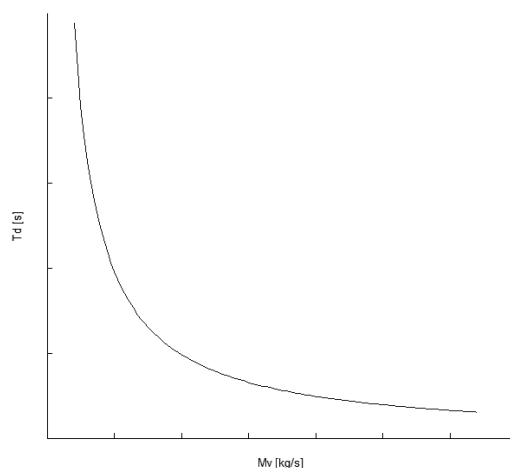
1.4.1 Popis kvalitativní části algoritmu řízení

Krok 1.

V tomto kroku načítá řídicí algoritmus hodnotu hmotnostního toku vody $M_{v,RT(i)}$ v reálném čase RT .

Krok 2.

Krok slouží pro určení dopravního zpoždění $T_{d(i)}^p$ podle vztahu (3) a jeho závislosti $T_{d(i)}^p = f(M_{v,RT(i)})$. Jedná se o hyperbolickou závislost vyjádřenou na Obr. 7.



Obr. 7 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku

Krok 3.

Určení doby, za kterou se řízení dodávaného výkonu projeví u spotřebitelů.

$$T(i) = RT(i) + T_{d(i)}^p + T_{prech} \text{ [s]}, \quad (11)$$

kde $T(i)$ (s) je čas, ve kterém se projeví působení akční veličiny u spotřebitelů,

$RT(i)$ (s) reálný čas,

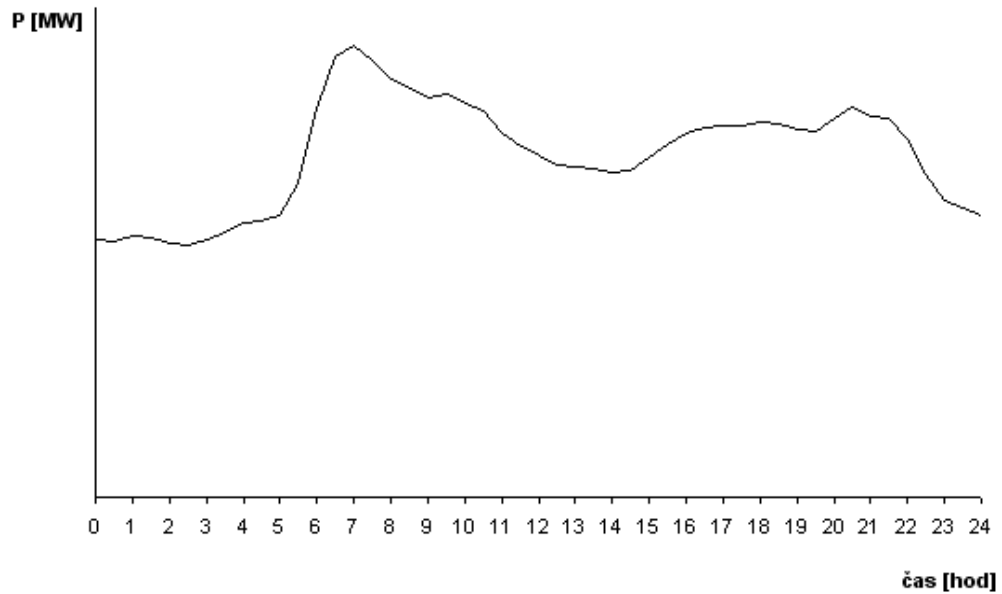
$T_{d(i)}^p$ (s) předpokládané dopravní zpoždění,

T_{prech} (s) doba přechodu teplotního výměníku.

Krok 4.

Určení předpokládaného tepelného výkonu, který se určuje na základě predikce denního diagramu dodávky tepla (DDDT Obr. 8), v čase T .

$$P_{T,T(i)}^p = f(T(i)) = f(DDDT) \text{ [MW]}, \quad (12)$$



Obr. 8 Předpokládaný denní diagram dodávky tepla

Krok 5.

Výpočet tepelného spádu, který je nastavován kvalitativním způsobem řízení. Vyjádříme ho pomocí vztahu, který platí pro tepelný výkon:

$$P_{T,T(i)}^p = M_{v,RT(i)} \cdot c \cdot \Delta\vartheta_{T(i)}^p - \frac{\Delta Q(i)^{kvalkor I}}{T_{VZ}} \text{ [W]}, \quad (13)$$

kde $P_{T,T(i)}^p$ (W) je předpokládaný tepelný výkon v čase T ,

$M_{v,RT(i)}$ (kg/s) hmotnostní tok vody v RT ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita vody,

$\Delta\vartheta_{T(i)}^p$ (°C) předpokládaný tepelný spád v čase T ,

$\Delta Q(i)^{kvalkor I}$ (Ws) korekce na udržení tepelného obsahu v přívodní větvi horkovodu,

T_{VZ} (s) vzorkovací perioda.

Ze vztahu (13) tedy určíme vztah pro výpočet $\Delta\vartheta_{T(i)}^p$ takto:

$$\Delta\vartheta_{T(i)}^p = \frac{P_{T,T(i)}^p + \frac{\Delta Q(i)^{kvalkor I}}{T_{VZ}}}{M_{v,RT(i)} \cdot c} \text{ [°C]}, \quad (14)$$

Krok 6.

Zde je určena teplota v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$, kterou nastaví podřízený regulační obvod tepelného příkonu v přívodní páře na vstupu do hlavního teplotárenského výměníku.

$$u_{1(i)} \equiv \vartheta_{p(i)} = \vartheta_{z(i)} + \Delta \vartheta_{T(i)}^p \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (15)$$

kde $\Delta \vartheta_{T(i)}^p$ ($^\circ\text{C}$) je předpokládaný tepelný spád v čase T ,

$\vartheta_{z(i)}$ ($^\circ\text{C}$) teplota ve zpětné větvi,

$\vartheta_{p(i)}$ ($^\circ\text{C}$) teplota v přívodní větvi,

$u_{1(i)}$ (--) akční veličina kvalitativního řízení.

Krok 7.

Zde je uvedeno rozhodování, zda teplotonosné médium již došlo ke spotřebitelům, což lze vyjádřit vztahem:

$$RT(i) < T(0), \quad (16)$$

Dokud platí tato podmínka tak cyklicky probíhá pouze kvalitativní část řízení, ale pokud je tato podmínka porušena (tzn. teplotonosné médium již dorazilo ke spotřebitelům), pak lze zahájit kvantitativní část řízení, která je popsána v kapitole 1.4.2.

Krok 8.

Takto je zajištěno posunutí RT o daný časový úsek

$$i = i + 1, \quad (17)$$

a v rovnici (18) je uvedeno počítadlo, které je zavedeno z důvodu potřeby porovnávání stejných hodnot, protože v algoritmu nejdříve probíhá j kroků kvalitativní část a je tedy nutné se při výpočtu difference předpokládaného $P_{T,T(i)}^p$ a skutečného $P_{T,T(i)}^s$ tepelného výkonu ve vztahu (21) vrátit o j kroků zpět

$$j = j + 1. \quad (18)$$

1.4.2 Popis kvantitativní části algoritmu řízení

Jelikož tato část algoritmu řízení není zatížena dopravním zpožděním, což plyne ze vztahu (6), můžeme s ní korigovat rozdíl mezi předpokládaným tepelným výkonem $P_{T,T(i)}^p$ a

skutečným tepelným výkonem $P_{T,T(i)}^s$, který je odebírán spotřebiteli. Rozdíl mezi těmito hodnotami vzniká tím, že DDDT je pouze odhad průběhu potřebného tepelného výkonu, a proto se liší od skutečně odebíraného tepelného výkonu.

Kroky 9. a 10.

Načtení skutečných parametrů tak jak byly změřeny u spotřebitele. Právě tyto hodnoty jsou základem výpočtů v kvantitativní části algoritmu. Jsou to skutečné hodnoty hmotnostního toku $M_{v,T(i)}$ a teploty v přívodním $\vartheta_{P,T(i)}^s$ a vratném potrubí $\vartheta_{Z,T(i)}^s$ v čase T . Pomocí těchto hodnot určíme skutečný teplotní spád podle rovnice:

$$\Delta\vartheta_{T(i)}^s = \vartheta_{P,T(i)}^s - \vartheta_{Z,T(i)}^s \text{ [}^\circ\text{C]}, \quad (19)$$

kde $\Delta\vartheta_{T(i)}^s$ ($^\circ\text{C}$) je skutečný teplotní spád v čase T u spotřebitelů,

$\vartheta_{P,T(i)}^s$ ($^\circ\text{C}$) teplota v přívodní větvi horkovodu,

$\vartheta_{Z,T(i)}^s$ ($^\circ\text{C}$) teplota ve vratné větvi horkovodu.

Krok 11.

Výpočet skutečného odebíraného výkonu v čase T tedy probíhá podle vztahu:

$$P_{T,T(i)}^s = M_{v,T(i)}^s \cdot c \cdot \Delta\vartheta_{T(i)}^s \text{ [W]}, \quad (20)$$

kde $P_{T,T(i)}^s$ (W) je skutečný tepelný výkon v čase T ,

$M_{v,T(i)}^s$ (kg/s) skutečný hmotnostní tok vody v čase T ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita vody,

$\Delta\vartheta_{T(i)}^s$ ($^\circ\text{C}$) skutečný teplotní spád v čase T u spotřebitele.

Krok 12.

Výpočtem rozdílu mezi předpokládaným tepelným výkonem a skutečně odebíraným tepelným výkonem u spotřebitele získáme odchylku tepelného výkonu $\Delta P_{T,T(i)}$ vyjádřenou vztahem:

$$\Delta P_{T,T(i)} = P_{T,T(i-j)}^p - P_{T,T(i)}^s \text{ [W]}, \quad (21)$$

kde $P_{T,T(i)}^s$ (W) je skutečný tepelný výkon v čase T ,

$P_{T,T(i-j)}^p$ (W) předpokládaný tepelný výkon v čase T ,

$\Delta P_{T,T(i)}$ (W) difference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase T .

Rozdíl $i-j$ ve vztahu (21) je z důvodu porovnávání stejných hodnot, protože v algoritmu nejdříve probíhá j kroků pouze kvalitativní část a je tedy nutné se při výpočtu vrátit o j kroků zpět a tak zajisti porovnávání stejných hodnot skutečného a předpokládaného tepelného výkonu.

Krok 13.

Z difference tepelného výkonu $\Delta P_{T,T(i)}$ určené ve vztahu (21) lze dále určit změnu hmotnostního toku $\Delta M_{v,T(i)}$ oběhové vody což je kvantitativní korekce:

$$\Delta M_{v,T(i)} = \frac{-\Delta P_{T,T(i)}}{c \cdot \Delta \vartheta_{T(i)}^s} \text{ [kg/s]}, \quad (22)$$

kde $\Delta M_{v,T(i)}$ (kg/s) je korekce hmotnostního toku vody v čase T ,

$\Delta P_{T,T(i)}$ (W) difference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase T ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita vody,

$\Delta \vartheta_{T(i)}^s$ (°C) skutečný teplotní spád v čase T u spotřebitele.

Změna hmotnostního toku $\Delta M_{v,T(i)}$ se přičítá k skutečnému hmotnostnímu toku získá se tak akční veličina pro kvantitativní řízení, na základě které se pomocí měniče otáček nastaví oběhové čerpadlo:

$$M_{v,T(i)}^s + \Delta M_{v,T(i)} \equiv u_2. \quad (23)$$

Pozn.: V praxi lze otáčky řídit např. pomocí technologického regulátoru firmy Siemens MICROMASTER 430. Tento regulátor má k dispozici šest plně programovatelných izolovaných binárních vstupů a dva programovatelné analogové vstupy:

- první vstup: 0 až 10 V, 0 až 20 mA a -10 až +10 V;
- druhý vstup: 0 až 10 V, 0 až 20 mA.

Výstupy regulátoru jsou:

- reléový výstup;
- analogový výstup (0 až 20 mA nebo 4 až 20 mA);
- sériová rozhraní RS-485 nebo RS-232. [15]

Krok 14.

Určí se zde korekce na udržení tepelného obsahu v přívodní větvi horkovodu podle vztahu:

$$\Delta Q(i)^{kvalkorI} = \Delta P_{T,T(i)} \cdot T_{vz} \quad [\text{Ws}], \quad (24)$$

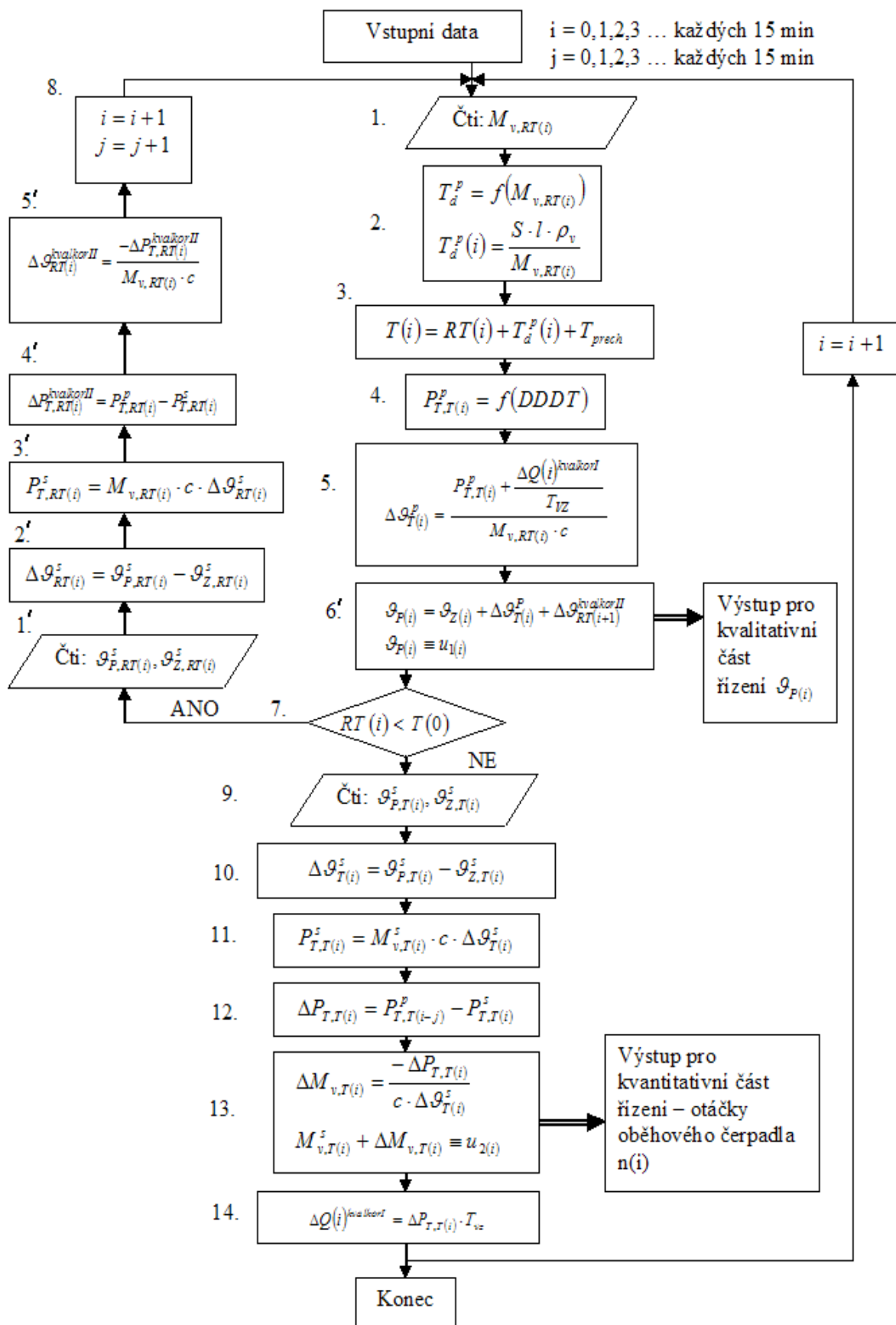
kde $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$ (Ws) je korekce na udržení tepelného obsahu v přívodní větvi horkovodu,

$\Delta P_{T,T(i)}$ (W) difference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase T ,

T_{vz} (s) perioda vzorkování.

1.4.3 Popis části pro výpočet kvalitativní korekce II

Kroky 1'-5' slouží pro výpočet **kvalitativní korekce II** $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$, která slouží pro udržení tepelného obsahu v příváděcí větvi horkovodu do doby než začne působit kvantitativní část řízení a s ní i **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$. Schéma řídicího algoritmu s výpočtem $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ je uvedeno na Obr. 9.



Obr. 9 Schéma algoritmu kvalitativně-quantitativního způsobu řízení včetně působení *kvalitativní korekce I*

Krok 1'.

Načtení skutečné teploty v přívodní $\vartheta_{P,RT(i)}^s$ a zpětné $\vartheta_{Z,RT(i)}^s$ větvi v reálném čase.

Krok 2'.

Na základě skutečné teploty v přívodní a zpětné větvi určíme skutečný teplotní spád v reálném čase podle rovnice:

$$\Delta\vartheta_{RT(i)}^s = \vartheta_{P,RT(i)}^s - \vartheta_{Z,RT(i)}^s \text{ [K]}, \quad (25)$$

kde $\Delta\vartheta_{RT(i)}^s$ (°C) je skutečný teplotní spád v čase RT u spotřebitele,

$\vartheta_{P,RT(i)}^s$ (°C) teplota v přívodní větvi horkovodu v RT ,

$\vartheta_{Z,RT(i)}^s$ (°C) teplota ve vratné větvi horkovodu v RT .

Krok 3'.

V tomto kroku je vypočten skutečný výkon v reálném čase RT podle vzorce (20)

$$P_{T,RT(i)}^s = M_{v,RT(i)}^s \cdot c \cdot \Delta\vartheta_{RT(i)}^s \text{ [W]}, \quad (26)$$

kde $P_{T,RT(i)}^s$ (W) je skutečný tepelný výkon v čase RT ,

$M_{v,RT(i)}^s$ (kg/s) skutečný hmotnostní tok vody v čase RT ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita vody,

$\Delta\vartheta_{T(i)}^s$ (°C) skutečný teplotní spád v čase RT u spotřebitele.

Krok 4'.

Zde je zjištěn rozdíl skutečného a předpokládaného výkonu opět v reálném čase.

$$\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII} = P_{T,RT(i)}^P - P_{T,RT(i)}^s \text{ [W]}, \quad (27)$$

kde $P_{T,RT(i)}^s$ (W) je skutečný tepelný výkon v čase RT ,

$P_{T,RT(i)}^P$ (W) předpokládaný tepelný výkon v čase RT ,

$\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII}$ (W) difference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase RT .

Krok 5´.

V tomto kroku je určena **kvalitativní korekce II** $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$, která slouží pro přibližné udržení tepelného obsahu v příváděcí větvi horkovodu a vliv na řízení do té doby než začne kvantitativní část.

$$\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII} = \frac{-\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII}}{c \cdot \Delta M_{v,RT(i)}} [^{\circ}\text{C}], \quad (28)$$

kde $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ ($^{\circ}\text{C}$) je kvalitativní korekce na teplotěnském výměníku,

$\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII}$ (W) difference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase RT ,

$M_{v,RT(i)}^s$ (kg/s) skutečný hmotnostní tok vody v čase RT ,

c (J/kgK) měrná tepelná kapacita vody.

Význam $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ je zřejmý z odstavce 1.4.

Krok 6´.

Vztah (29) vznikl přidáním **kvalitativní korekce II** $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ do vztahu (15).

$$u_{1(i)} \equiv \vartheta_{p(i)} = \vartheta_{z(i)} + \Delta \vartheta_{T(i)}^p + \Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII} [^{\circ}\text{C}], \quad (29)$$

kde $\Delta \vartheta_{T(i)}^p$ ($^{\circ}\text{C}$) je předpokládaný tepelný spád v čase T ,

$\vartheta_{z(i)}$ ($^{\circ}\text{C}$) předpokládaný tepelný spád v čase T ,

$u_{1(i)}$ (--) akční veličina kvalitativního řízení,

$\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ ($^{\circ}\text{C}$) kvalitativní korekce na teplotěnském výměníku.

1.5 Některé vztahy čerpací techniky**1.5.1 Charakteristika potrubí**

Charakteristikou potrubí nazýváme závislost potřebného tlaku p_{pt} na začátku daného potrubí od průtoku Q při stacionárním režimu, tj. závislost

$$p_{pt} = \varphi_p(Q), \quad (30)$$

Tuto závislost popisuje všeobecná rovnice:

$$p_{k,i} = \rho g h_k + p_{k,j} + \Delta p_{z,k}, \quad (31)$$

V rovnici (30) vyjadřuje první člen potřebný tlak na překonání geodetické výšky (svislé vzdálenosti) koncového a začátečního bodu potrubí v poli zemské přitažlivosti, druhý člen je spotřebitelem požadovaný tlak na konci potrubí. Třetí člen vyjadřuje potřebný tlakový spád na překonání odporu proti přenosu kapaliny v potrubí. Tento člen je totiž odpor závislý na průtoku a představuje odporovou charakteristiku potrubí.

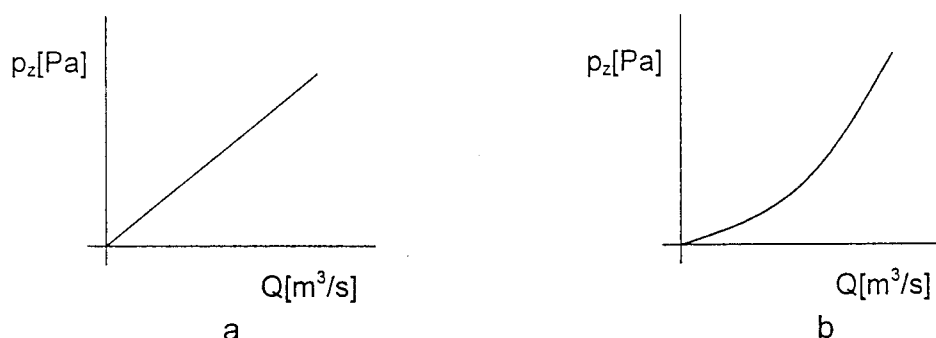
Rovnice (31) pak přímo představuje charakteristiku potrubí.

$$\Delta p = RQ^\psi, \quad (32)$$

kde R je celkový součinitel odporu proti pohybu kapaliny,

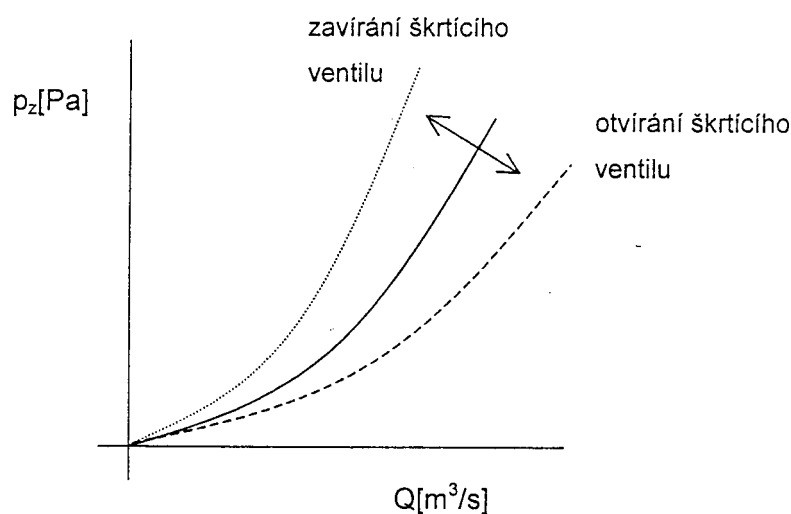
Q (m^3/s) průtok vody čerpadlem,

ψ (--) exponent závislý od charakteru proudění, pro laminární režim $\psi = 1$, pro turbulentní režim $\psi = 2$.



Obr. 10 Odporová charakteristika

Obrázek (Obr. 10) zobrazuje odporovou charakteristiku při laminárním proudění (a) a při turbulentním proudění (b). Charakteristika potrubí je dána fyzikálními vlastnostmi daného potrubí, ale můžeme ji záměrně měnit např. dodatečným vřazením škrtících ventilů do potrubního systému. Změníme tak strmost odporové charakteristiky potrubí na obrázku (Obr. 11). Následovně tak zapříčiníme změnu průtoku média. [10]



Obr. 11 Odporová charakteristika potrubí

1.5.2 Charakteristika čerpadla

Vzájemnou závislost třech hlavních parametrů čerpadla vyjádřenou v rovnici (32) nazýváme charakteristikou čerpadla.

$$f(Q, Y, n) = 0, \quad (33)$$

kde Q (m^3/s) je průtok vody čerpadlem,

H (m) dopravní výška čerpadla,

n (ot./min) otáčky čerpadla.

Tuto charakteristiku vykreslíme tak, že na osu pořadnic x vyneseme průtok Q a na osu souřadnic y dopravní výšku H .

Křivky čerpadla je možné vyjádřit následovně:

$$H = b \cdot Q^2 + a, \quad (34)$$

$$Y = H \cdot g, \quad (35)$$

kde Q (m^3/s) je průtok vody čerpadlem,

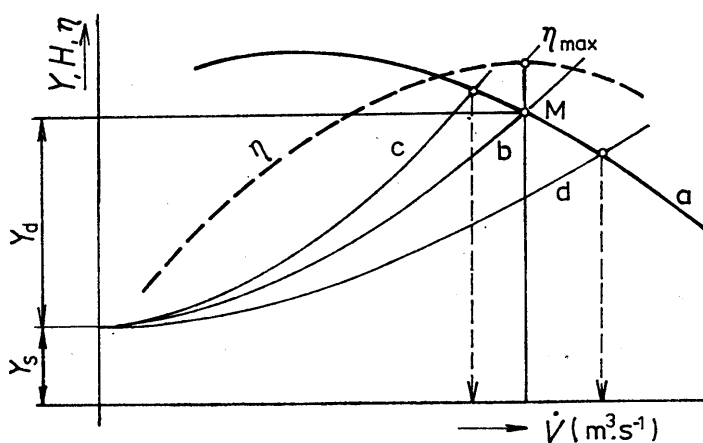
Y (J/kg) měrná energie,

H (m) dopravní výška,

a (m) dopravní výška při $Q = 0$,

b (--) směrnice potrubí.

Průtok a měrná energie, popř. dopravní výška jsou vzájemně svázány charakteristikami stroje (Obr. 12 křivka *a*) a hydraulického systému, křivka *b*. Jejich průsečík je bod *M* a ten má optimálně mít stejnou souřadnici jako maximum křivky celkové účinnosti *n*. Takto graficky vyjádřené závislosti umožňují posoudit chování soustavy stroj-hydraulický systém při jakýchkoli změnách, vedoucích ke zvětšení (křivka *c*) nebo zmenšení (křivka *d*) průtočných odporů a tím k odpovídajícím změnám průtoku, při regulačních zásazích nebo poruchových vlivech. Souřadnice pracovního bodu má zásadní význam i pro určení skutečné průtočné rychlosti výměníkem a z toho plynoucí velikost součinitele přestupu tepla. [6]



Obr. 12 Chování soustavy stroj-hydraulický systém

Charakteristika čerpadla (*a*), Charakteristika hydraulického systému (*b*), průběh účinností (*n*), provozní bod (*M*), charakteristika hydraulického systému se zvýšeným odporem (*c*) a se sníženým odporem (*d*).

Chování čerpadla při změně otáček Změníme-li počet otáček čerpadla z *n* na *n₁* pak se průtoky mění úměrně se změnou otáček, což je vyjádřeno vztahem (35), dále se dopravní výška mění s druhou mocninou poměru změny otáček viz vztah (36) a také změna příkonu bude rovna poměru třetích mocnin otáček viz vztah (37).

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}, \quad (36)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{Y_1}{Y_2} = \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2, \quad (37)$$

$$\frac{P}{P_1} = \left(\frac{n}{n_1} \right)^3, \quad (38)$$

kde Q (m^3/s) je průtok vody čerpadlem,

H (m) dopravní výška čerpadla,

n (ot./min) otáčky čerpadla,

P (W) příkon,

Δp (Pa) dopravní tlak čerpadla,

Y (J/kg) měrná energie.

Podle uváděných vztahů při dvojnásobném zvětšení otáček vzroste průtok dvakrát, měrná energie a moment na hřídeli čtyřikrát a příkon osmkrát. Spojením vztahů (35, 36, 37) dostáváme závislost hlavních parametrů při proměnných otáčkách čerpadla.

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{Y_1}{Y_2} = \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2, \quad (39)$$

Je-li znám jeden bod na výchozí charakteristice čerpadla při otáčkách n_1 , je možno podle předchozího vztahu vypočítat provozní stav daný druhým bodem při otáčkách n_2 .

$$Y_2 = Y_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = Y_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2, \quad (40)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = H_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2, \quad (41)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = \Delta p_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2. \quad (42)$$

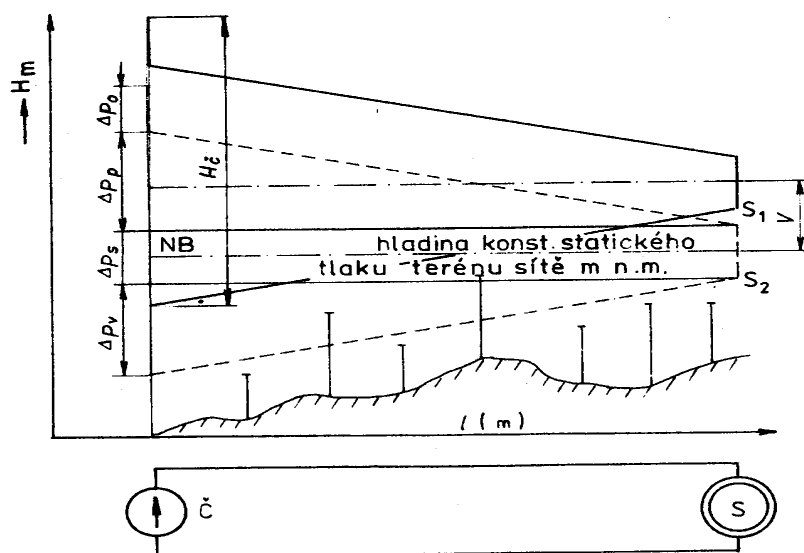
Rovnice (39, 40, 41) udávají podobnostní parabolu s vrcholem procházejícím počátkem souřadných os. Volbou výchozího provozního stavu Δp_1 (či H_1 , Y_1), Q_1 se pak mění strmost této paraboly. [7]

1.6 Tlakové poměry v tepelné síti

V tlakovém diagramu vodní tepelné sítě (Obr. 13) je v délkovém i výškovém měřítku vynesena profil terénu, dále profil osy potrubí i výšky a rozmístění budov. Aby byly

dodrženy požadované tlakové poměry musí tento diagram odpovídat některým podmínkám:

- Ve všech bodech přívodního a vratného potrubí nesmí být tlak nižší, než je tlak na mezi sytosti, příslušný nejvyšší teplotě v daném místě.
- Poněvadž poloha tlakové čáry udává výši tlaku a ve stejném měřítku je vynesena výškový profil terénu, nesmí tlaková čára protínat nikde profil osy potrubí, jinak by nastal v potrubí podtlak.
- Tlak ve vratném potrubí musí být takový, aby bylo zabezpečeno naplnění spotřebitelských soustav i v nejvyšších bodech sítě.
- U soustav s tlakově závislým připojením spotřebitelů nesmí přetlak namáhající topná tělesa převýšit tlak, kterému jsou topná tělesa schopna odolávat.
- V tepelné síti nesmí tlak překročit hodnotu, na niž jsou konstruovány ohříváky síťové vody v teplárně.
- Tlak na sání oběhových čerpadel nesmí být nižší, než je přípustné vzhledem k průběhu tlaku a teploty ve vratném potrubí.



Obr. 13 Tlakový diagram horkovodní sítě

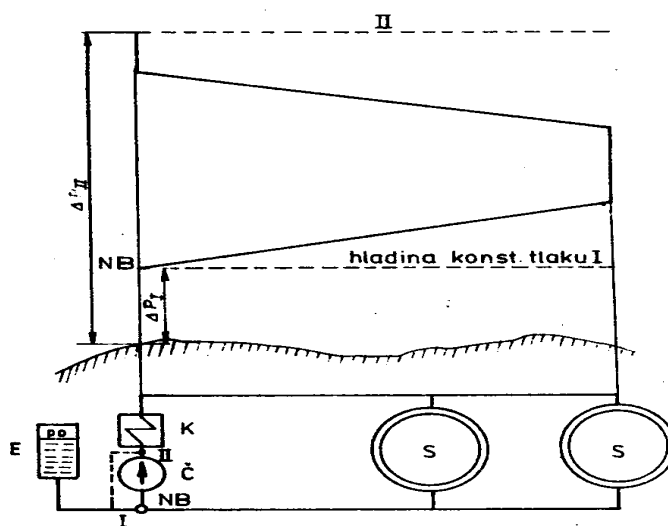
Δp_v – tlakové ztráty ve vratném potrubí, Δp_p – tlakové ztráty v přívodním potrubí, Δp_o – tlaková ztráta ve zdroji tepla, Δp_s – tlaková ztráta u poslední předávací stanice, V – posunutí diagramu nad hladinu konstantního statického tlaku, H_ϵ – dopravní výška čerpadla, NB – neutrální bod.

Tlakové diagramy jednotlivých vedlejších potrubních řádů tepelné sítě musí vycházet z tlakového spádu v místě odbočení z hlavního potrubí. Výše pořadnic mezi tlakovými čarami a profilem trasy potrubí ukazuje přetlak v jednotlivých bodech sítě. Budovy, u nichž by bylo nebezpečí vyprázdnění soustavy, jež jsou na tlakovém diagramu protínány čarou, která přísluší tlaku ve vratném potrubí, musí být vybaveny na vratném potrubí spotřebitelské soustavy regulátorem tlaku, který udržuje ve spotřebitelské soustavě tlak a brání jejímu vyprázdnění. Při použití výměňkových stanic řada těchto podmínek odpadá a řešení je snazší.

Zařízení, které udržuje tepelnou síť pod tlakem, je připojeno k síti v neutrálním bodě (Obr. 13). V tomto bodě má tlak v síti za všech provozních stavů i v zastaveném chodu stálou hodnotu, která je určována zařízením udržujícím v síti vyšší tlak. Při odstavení tepelné sítě je tlak v celé síti vyrovnáný.

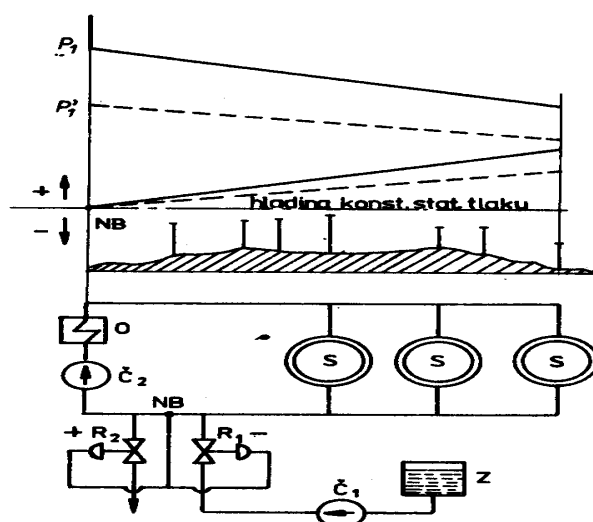
Tlak v neutrálním bodě se může vyvodit:

- Expanzní nádobou, jejíž výška nad místem připojení určuje tlak (Obr. 14),
- Čerpadlem, které zároveň obstarává doplňování tepelné sítě vodou za vodu unikající netěsností (Obr. 15).



Obr. 14 Udržování tlaku v neutrálním bodu expanzní nádobou

NB – neutrální bod, $\check{C}$ – čerpadlo, K – kotel, E – expanzní nádoba, S – spotřebitelské soustavy.

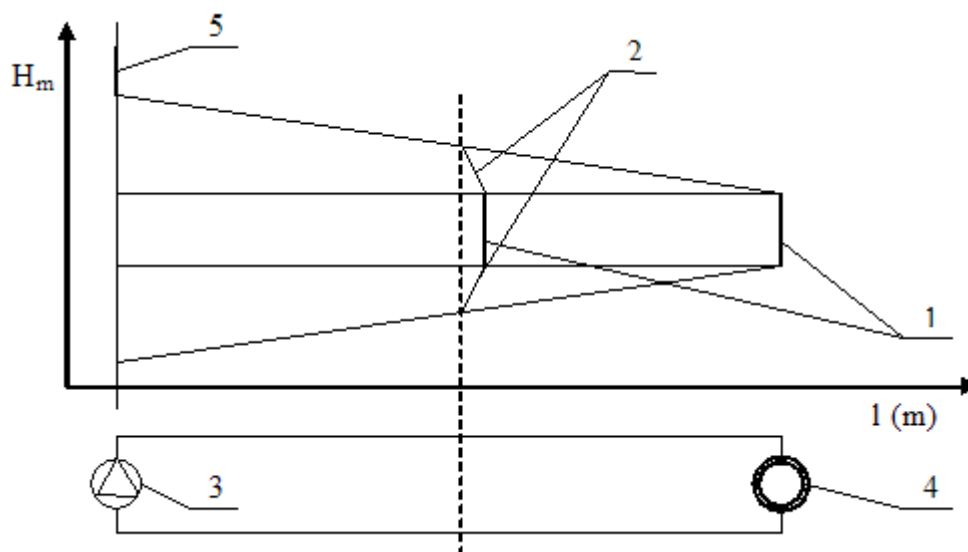


Obr. 15 Udržování tlaku v neutrálním bodu čerpadlem

$\check{C}_1$ – doplňovací čerpadlo, $\check{C}_2$ – oběhové čerpadlo, R_1 – doplňovací tlakový regulátor, R_2 – odpouštěcí tlakový regulátor, O – ohřívák topné vody, Z – zásobní nádrž upravené vody, S – předávací stanice.

Výhodou expanzní nádoby je, že jde o zařízení bez pohyblivých součástí a její funkce nezávisí na spolehlivosti zařízení a na přívodu elektřiny. Poněvadž však expanzní nádoba musí vyrovnávat současně změny v objemu vody v síti, musela by být příliš velká. Kromě toho u otevřené expanzní nádoby dochází k syčení vody vzduchem. Proto se místo beztlakových, s atmosférou spojených expanzních nádob používá menších expanzních nádob tlakových, oddělených od atmosféry, v nichž na hladinu vody tlačí pára, vzduch nebo vhodný neutrální plyn. Tento tlak nahrazuje výškové umístění nádoby. Tlaková nádoba musí mít pojistné ventily, vodoznaky a automatickou regulaci tlaku a je tedy složitější než otevřená expanzní nádoba.

Doplňovací a regulační čerpadlo je řízeno podle signálu z impulsního potrubí, jež přemostňuje připojení v neutrálním bodě. Při poklesu tlaku začíná čerpadlo doplňovat vodu do tepelné sítě, při překročení tlaku se naopak voda ze sítě odpouští. Spolehlivost regulace tlaku závisí na spolehlivosti spouštěcího a zejména tlakoměrného ústrojí. Toto řešení je levnější než použití expanzní nádoby.[10]



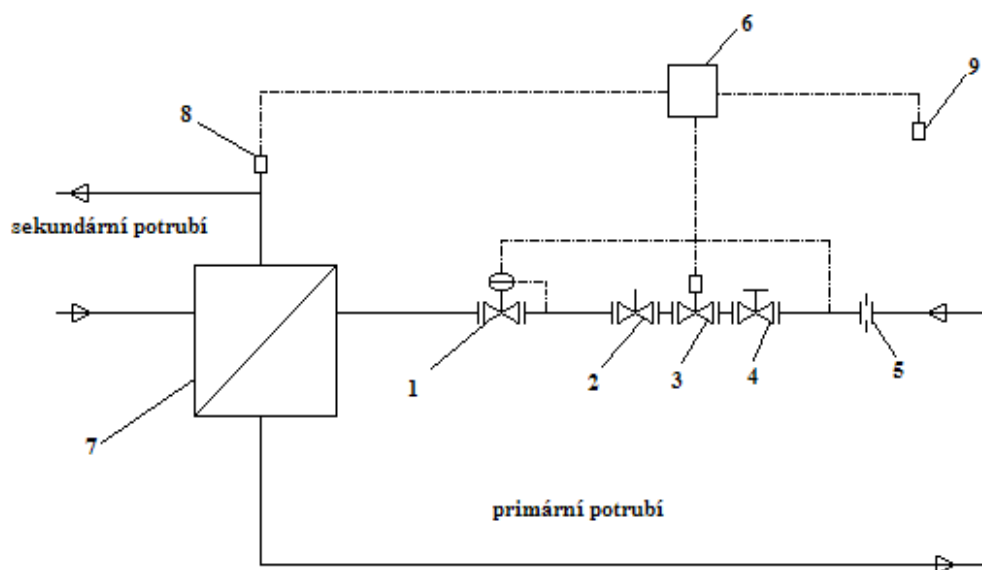
Obr. 16 Funkce ventilů ve spotřebitelských stanicích

1 – tlaková difference na výměníku spotřebitelské stanice, 2 – regulační ventil na udržení tlakové difference, 3 – oběhové čerpadlo, 4 – spotřebič na konci přivaděče, 5 – ztráta na tepelném výměníku.

Potřebná tlaková difference (1) na Obr. 16 je udržována pomocí oběhového čerpadla (3). V místě bližším než je poslední spotřebitelská stanice je tlaková difference (1) udržena pomocí regulačního ventilu (2).

Pro udržení tlakové difference je zařazeno do odběratelsko předávací stanice několik ventilů tak jak je to zobrazeno na Obr. 17. Nastavení celého zařízení se dělá takto: při plně otevřených ventilech 3 a 4 a pevně nastavené požadované hodnotě tlakového rozdílu na regulátoru tlakové difference 1 se měří pomocí clony 5 průtočné množství vody. Na ventilu 2 vzniká pak při jeho uzavírání tlakový rozdíl, který odpovídá průtočnému množství. Regulátor 1 přivírá. Ventil 2 se zavírá tak dlouho dokud se na cloně 5 nenaměří průtočné množství spotřebiteli smluvně přislíbené. Potom se ventil 2 zaplombuje. Od tohoto okamžiku bude regulátor 1 udržovat nastavenou tlakovou difference na konstantní výši nezávisle na tlaku před škrticí tratí a za ní, čímž je omezena maximální hodnota průtočné množství, neboť snížení hydraulického odporu škrticí tratě není ze strany spotřebitele možné bez porušení plomby na ventilu 2.

Spotřebiteli je tímto uspořádáním zařízení ponechána možnost vlastní odběr tepla z tepelné sítě dále snížit, a to buď přiškrcením ventilu 4, nebo automatickým působením ventilu 3 teplotního regulátoru.



Obr. 17 Schéma odběratelské části horkovodu

1 – regulátor tlakové difference, 2 – regulační ventil pro nastavení průtočného množství, 3 – regulační ventil teplotního regulátoru, 4 – škrticí ventil, 5 – clona, 6 – regulátor teploty, 7 – protiproudový výměník, 8 – odporový teploměr v přívodním potrubí, 9 – venkovní odporový teploměr.

2 EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

2.1 Matlab a Simulink

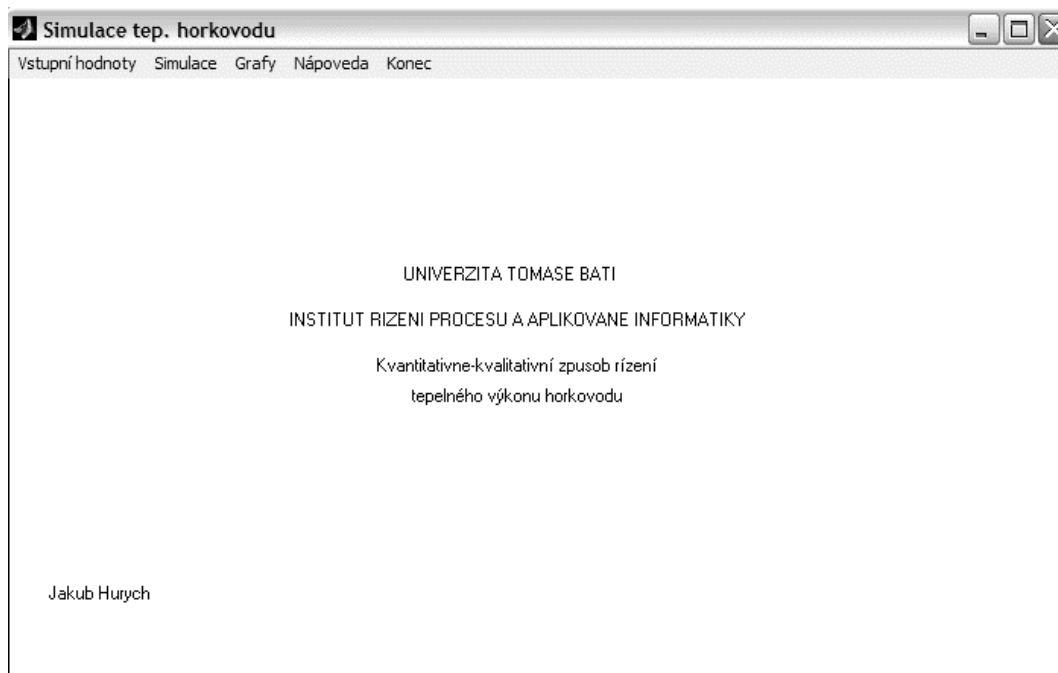
Problematika je řešená v prostředí MATLAB - SIMULINK. MATLAB je technické prostředí pro numerické výpočty a vizualizaci. MATLAB integruje numerickou analýzu, maticový počet, zpracování signálu a grafiky v uživatelsky přívětivém prostředí, kde problémy a řešení jsou vyjádřena matematicky bez tradičního programování. MATLAB je interaktivní systém, jehož základní datový prvek je matice, která nevyžaduje dimenzování. To umožňuje řešit mnoho numerických problémů rychleji než v jiných programovacích jazycích, jako například FORTRAN, BASIC nebo C. MATLAB obsahuje nástroje (toolboxy), tj. rozsáhlé knihovny funkcí (M-files), které rozšiřují prostředí MATLAB za účelem řešení určité skupiny problémů. Toolboxy zahrnují oblasti zpracování signálu, identifikace, dynamická simulace, neuronové sítě a další. Důležitým prvkem MATLABU je jeho snadná rozšiřitelnost. To umožňuje vytvářet vlastní toolboxy.

Důležitou součástí systému MATLAB je SIMULINK pro simulaci dynamických systémů. Je to grafické, myší ovládané prostředí, integrované v MATLABU. Umožňuje modelovat systémy kreslením blokových schémat. Model v SIMULINKU může obsahovat bloky s příkazy nebo funkcemi MATLABU. [13]

2.2 Popis simulačního programu

Simulační program jako takový slouží pro simulaci kvalitativně-quantitativního způsobu řízení tepelného výkonu horkovodu. Zobrazuje grafy průběhu dvou akčních veličin - teplota v přívodní větvi a hmotnostní tok horké vody, a také graf průběhu tepelných výkonů v průběhu 24 hodin.

Hlavní ovládací okno programu se spouští v prostředí programu Matlab, kde se po nastavení adresáře zadá na příkazové řádce příkaz *start*. Zadáním tohoto příkazu se spustí úvodní menu celého programu (Obr. 18).



Obr. 18 Hlavní okno simulačního programu

V dalších kapitolách jsou popsány jednotlivé položky hlavního menu.

2.2.1 Vstupní hodnoty

V této části se zadají počáteční hodnoty potřebné pro spuštění simulačního pokusu. Při spuštění hlavního menu se tyto počáteční hodnoty nastaví do výchozího stavu a je možné je podle potřeby měnit kliknutím na danou položku a přepsáním hodnoty. Okno vstupních hodnot je uvedeno na obrázku (Obr. 19). Je zde také nutné zadat vstupní data předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^P$ a spotřebovaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^S$. Tato volba se nachází pod položkou *zadání vstupních dat*. V tomto okně (Obr. 20) vybereme jeden z možných stavů.

Zadání parametru potrubí

Délka potrubí: 10000 [m]

Průřez potrubí: 0.5 [m]

Hustota obehového média: 1000 [kg/m³]

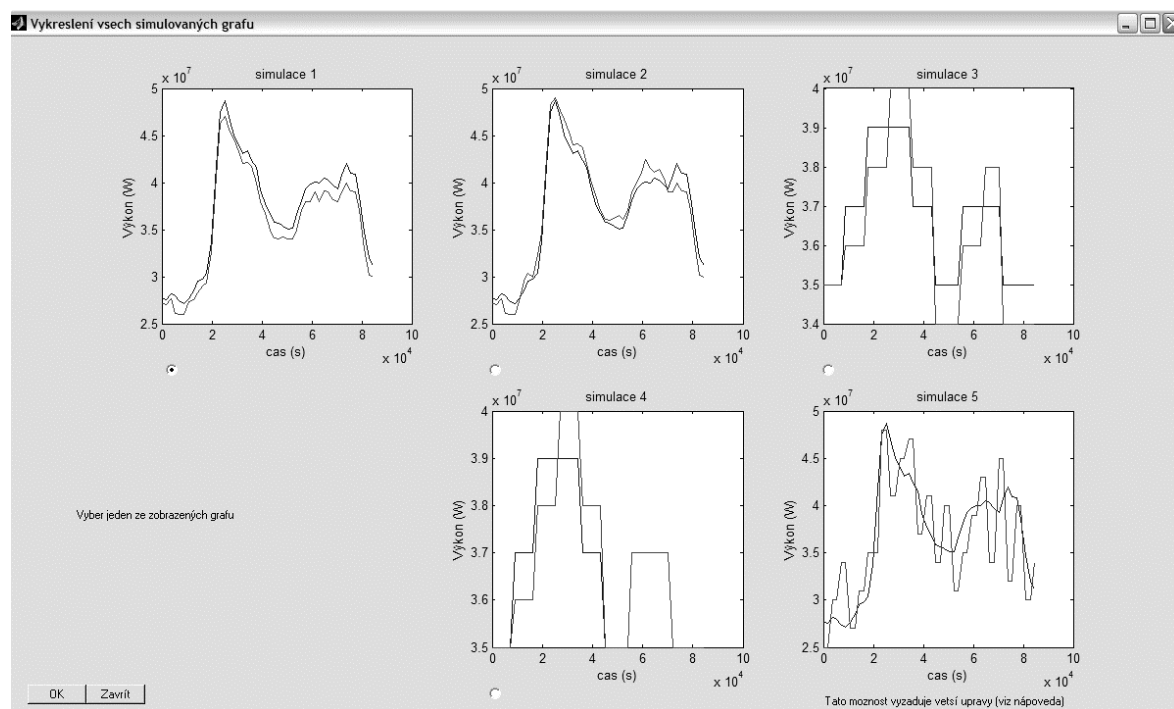
Merná tepelná kapacita: 4160 [J/kg·K]

Hmotnostní tok média: 142.2 [kg/s]

Teplota ve zpětné větvi: 70 [°C]

OK

Obr. 19 Zadání parametrů potrubí



Obr. 20 Okno zadání předpokládaného výkonu a odchylky od něj

2.2.2 Simulace

Po kliknutí na záložku *simulace* se zde nachází volba otevřít *simulační okno*, která otevře okno pro simulaci, kde je nutné pro spuštění samotné simulace stisknout tlačítko start simulace. Jednotlivé bloky v tomto okně jsou popsány v kapitole 2.3.

Dále je zde možnost nastavit dobu trvání simulace. Automaticky je tato hodnota nastavována na 24 hodin.

Další volbou je možnost simulace Y-Q charakteristiky. Tato volba je popsána v kapitole 2.3.12.

2.2.3 Grafy

Záložka *Y-Q charakteristika* vykreslí tuto charakteristiku do grafu pomocí předdefinovaných hodnot. Tyto hodnoty lze měnit pomocí tlačítka změnit hodnoty vykreslení a poté se tlačítkem aktualizovat změni vykreslený graf. Také je možnost vykreslit závislost hmotnostního toku na dopravním zpoždění záložkou *závislost Td na Mv*.

2.2.4 Náповěda

Pod touto záložkou se nachází popis obsluhy a spouštění celého programu.

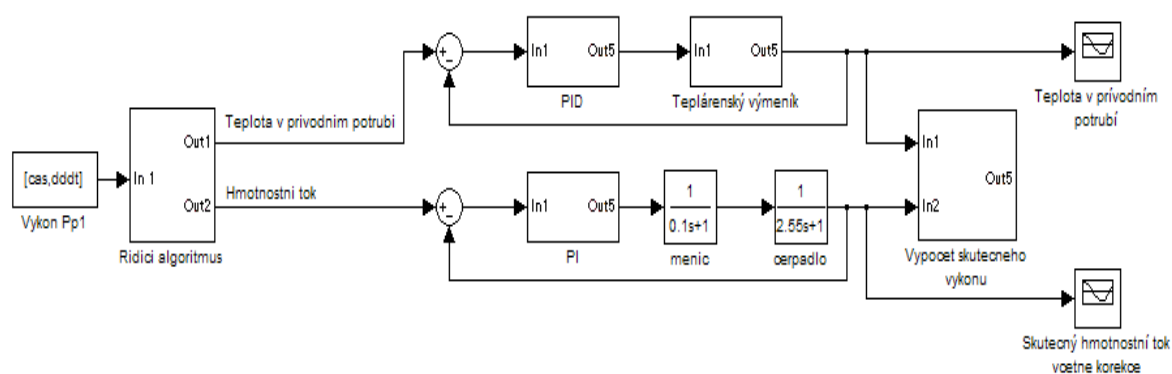
2.2.5 Konec

Tímto tlačítkem lze uzavřít okno hlavního menu.

2.3 Popis jednotlivých bloků v simulační části programu

2.3.1 Celkové schéma

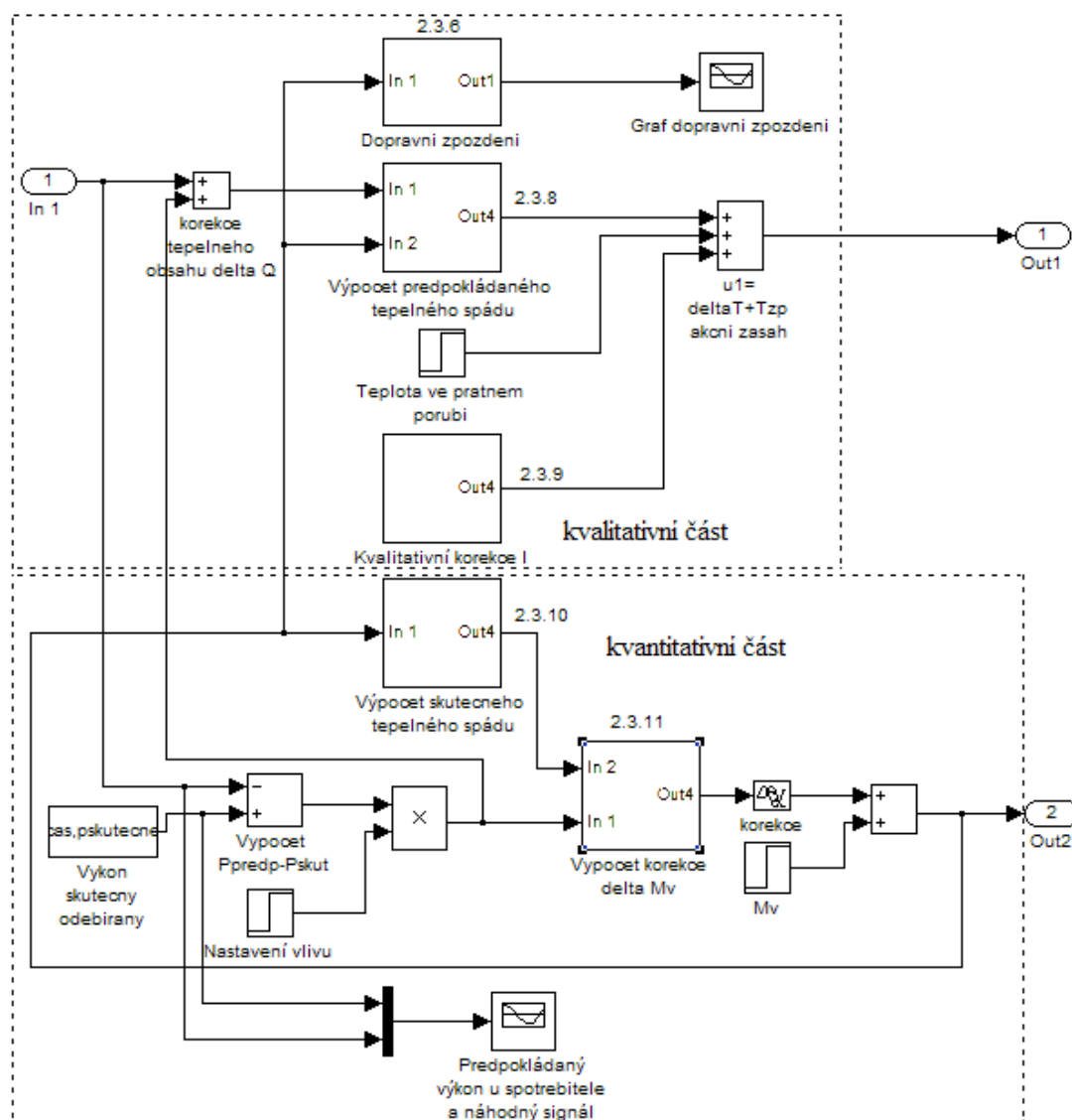
Vstupem do systému je předpokládaný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^p$, který poté vstupuje do řídicího algoritmu (viz 2.3.2). Tento algoritmus je popsán v kapitole 1.4. Výstupy řídicího algoritmu jsou dvě akční veličiny: teplota v přívodním potrubí $\vartheta_{p(i)}$ a hmotnostní tok s připočítanou kvantitativní korekcí $\Delta M_{v,T(i)}$. Teplota v přívodním potrubí je vstupem do uzavřeného regulačního obvodu, který se skládá z PID regulátoru (viz 2.3.3) a z teplotařenského výměníku popsaného přenosem se setrvačností 3. řádu (viz 2.3.7). Hmotnostní tok je také vstupem do uzavřeného regulačního obvodu, který se skládá z PI regulátoru (viz 2.3.4), z měniče otáček a z čerpadla popsaného přenosem se setrvačností 1. řádu. Výstupy z těchto dvou obvodů pak slouží pro výpočet skutečného výkonu (viz 2.3.5).



Obr. 21 Celkové schéma simulačního programu

2.3.2 Blok řídicí algoritmus

Do tohoto bloku vstupuje předpokládaný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^p$ (In 1). Výstupem jsou dvě akční veličiny: teplota v přívodním potrubí $\vartheta_{p(i)}$ a hmotnostní tok s připočítanou kvantitativní korekcí $\Delta M_{v,T(i)}$. Blok je rozdělen do dvou částí: kvalitativní část a kvantitativní část. V kvalitativní části jsou bloky popsány v kapitolách 2.3.6, 2.3.8, 2.3.9. Dále je zde prováděn výpočet podle vztahu (25) a připočtení korekce $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$. V kvantitativní části jsou bloky popsány v kapitolách 2.3.10, 2.3.11. Také je zde výpočet podle vztahu (21). V tomto bloku jsou tedy obsaženy všechny vztahy kvalitativně-kvantitativního způsobu, tak jak byly uvedeny na Obr. 4.



Obr. 22 Blok řídicího algoritmu

2.3.3 Blok PID regulátor

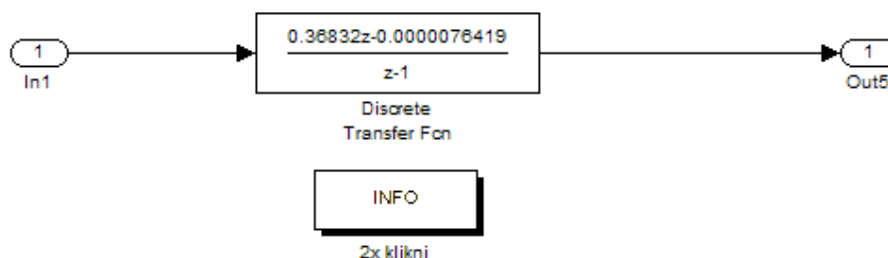
Tento blok je vyjádření diskrétního PID regulátoru. Vstupem (In 1) je regulační odchylka e a výstupem (Out 5) je akční veličina u_r .



Obr. 23 Blok realizující diskrétní PID regulátor

2.3.4 Blok PI regulátor

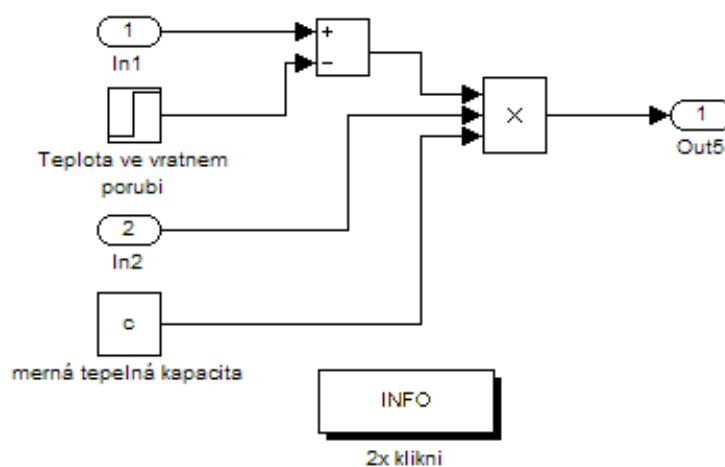
Tento blok je vyjádření diskretního PI regulátoru. Vstupem (In 1) je regulační odchylka e a výstupem (Out 5) je akční veličina u_r .



Obr. 24 Blok realizující diskretní PI regulátor

2.3.5 Blok výpočtu skutečného výkonu

V tomto bloku je realizován výpočet podle vztahu (20). Do bloku vstupuje skutečná teplota v přívodním potrubí ϑ_p^s (In 1) a skutečný hmotnostní tok M_v^s (In 2). Výstupem je skutečný výkon $P_{T,T(i)}^s$ (Out 5).

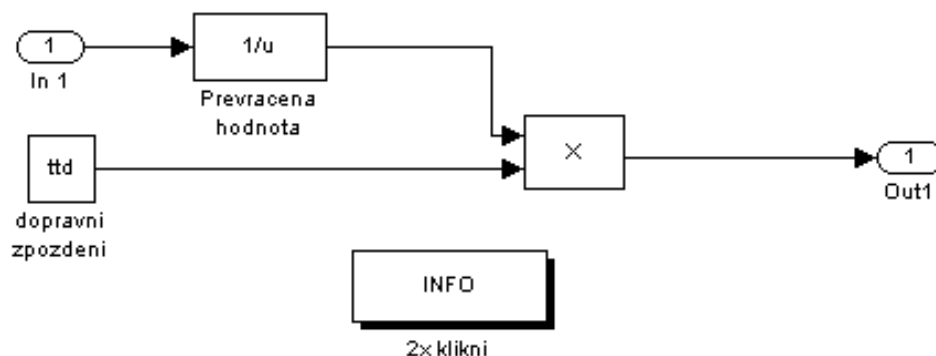


Obr. 25 Blok pro výpočet skutečného výkonu

2.3.6 Blok dopravní zpoždění

Tento blok (Obr. 26) průběžně vypočítává dopravní zpoždění. Je to vyjádření vztahu (3), kde načítaná část ttd je čítec tohoto vztahu vypočtený automaticky již při načítání hodnot. Toto je to provedeno, protože všechny hodnoty čitatele jsou konstanty a v průběhu simulace se již nemění. Hodnota jmenovatele je proměnná a proto je načítána jako vstup do bloku (In 1). Jedná se o skutečný hmotnostní tok M_v^s . Výstupem pak je vypočtené

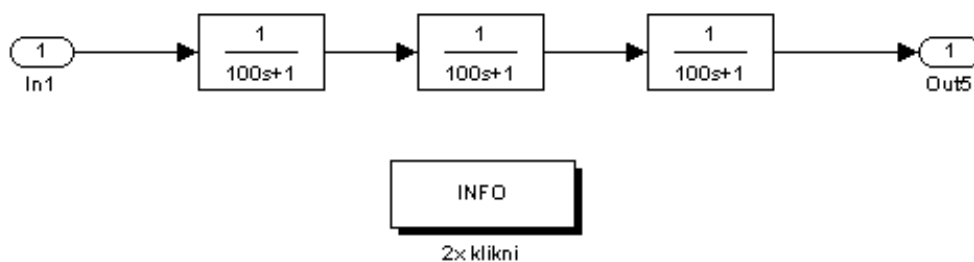
dopravní zpoždění $T_{d(i)}^p$ (Out 1). V každém bloku jsou také obsaženy informace popisující jeho funkci.



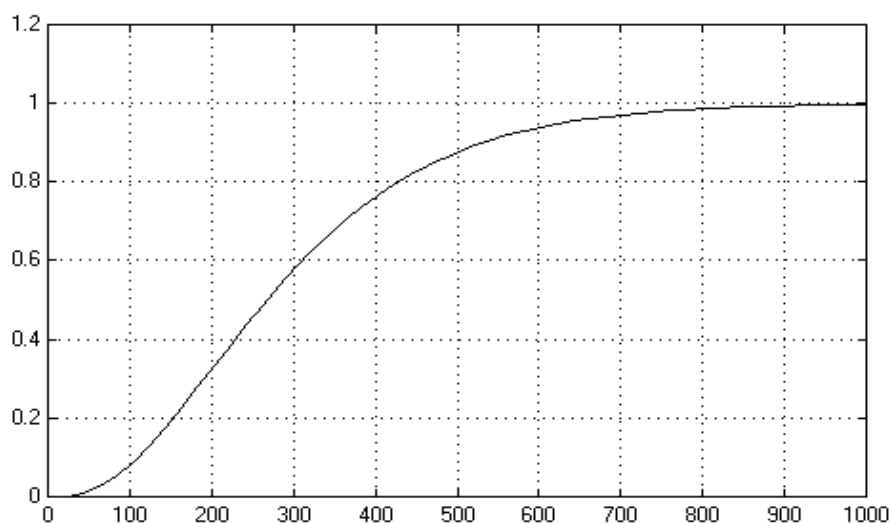
Obr. 26 Blok dopravní zpoždění

2.3.7 Blok teplotěnský výměník

Tento blok znázorňuje teplotěnský výměník, který je dán proporcionální soustavou třetího řádu. Časové konstanty tohoto přechodového děje nabývají řádově hodnot desítek minut a jsou závislé na hmotnostním průtoku teplotěnského média výměníkem. Do systému vstupuje regulovaná teplota PID regulátorem (In 1) a vystupuje teplota v přívodním potrubí po průchodu teplotěnským výměníkem ϑ_p^s (Out 5).



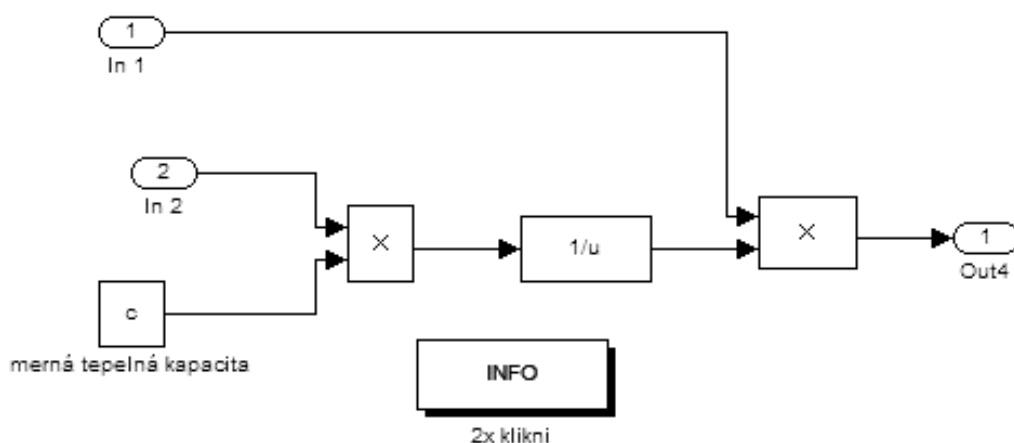
Obr. 27 Modul hlavního výměníku



Obr. 28 Přechodová charakteristika hlavního výměníku

2.3.8 Blok výpočtu předpokládaného tepelného spádu

Tento blok je součástí kvalitativního způsobu řízení a je dán vztahem (14), kdy v první, kvalitativní, části řízení je hodnota korekce **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$ nulová. Do bloku vstupuje předpokládaný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^p$ (In 1) určený podle denního diagramu dodávky tepla, ke kterému se po uplynutí času $T(0)$ v kvantitativní části řízení přičítá korekce **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$. Dále do bloku vstupuje hmotnostní tok M_v^s (In 2) a měrná tepelná kapacita c .

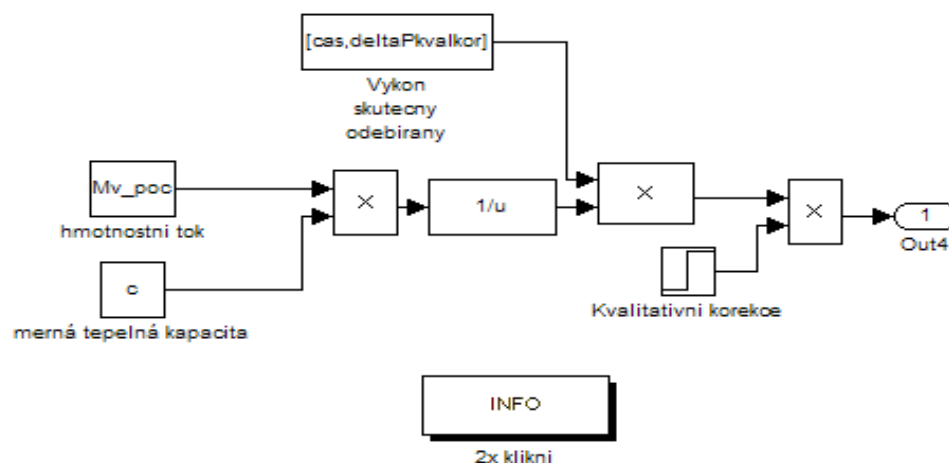


Obr. 29 Blok pro výpočet předpokládaného teplotního spádu

2.3.9 Blok kvalitativní korekce

Blok slouží pro výpočet **kvalitativní korekce II**, která je popsána ve vztahu (28). Do bloku vstupuje hmotnostní tok M_v^s a měrná tepelná kapacita c , dále pak část, která načítá

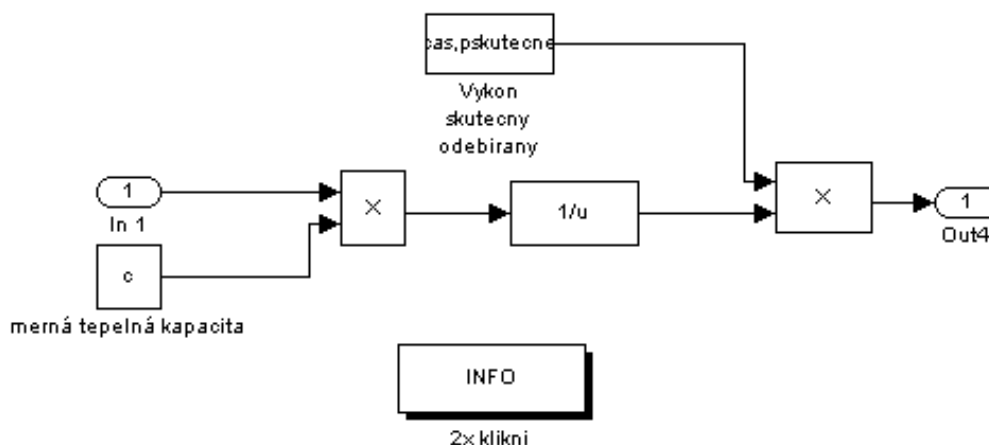
diferenci $\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII}$. Je zde také blok „Kvalitativní korekce“, který zajišťuje, že tato korekce působí na systém pouze do doby $T(0)$ než teplotnosné médium dorazí ke spotřebiteli. Výstupem z bloku je tedy vypočtená **kvalitativní korekce II** $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$, která je pak přičítána tak aby ovlivňovala udržení tepelného obsahu v příváděcí větvi horkovodu.



Obr. 30 Blok určující velikost kvalitativní korekce

2.3.10 Blok výpočtu skutečného tepelného spádu

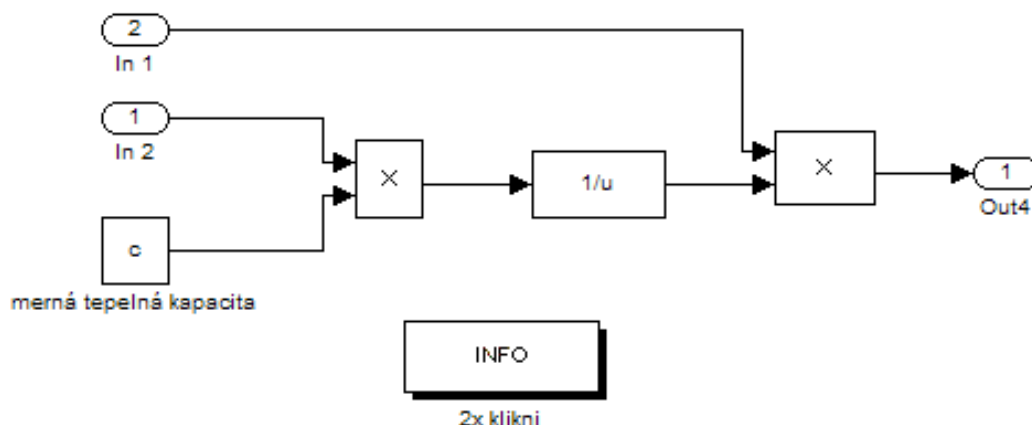
Zde se na základě skutečného tepelného výkonu určí skutečný tepelný spád. Do bloku vstupuje skutečný odebíraný tepelný výkon, potom hmotnostní tok (In 1) a měrná tepelná kapacita.



Obr. 31 Blok pro výpočet skutečného tepelného spádu

2.3.11 Blok výpočtu korekce hmotnostního toku

Vychází se ze vztahu pro určení korekce hmotnostního toku (22). Do bloku tedy vstupuje odchylka skutečného a předpokládaného tepelného výkonu $\Delta P_{T,T(i)}$ (In 1), hmotnostní tok M_v^s a opět měrná tepelná kapacita c .



Obr. 32 Blok výpočtu korekce hmotnostního toku

2.3.12 Y-H charakteristika

Tento modul se nachází v upraveném simulačním schématu, který se nachází pod položkou v hlavním menu *simulace* a *simulace Y-Q charakteristika*, a provádí výpočet a nákres Y-Q charakteristiky čerpadla a potrubí. Je realizován jako M-files. Na základě změny hmotnostního toku se mění i Y-Q charakteristika. Vycházíme ze vzorců pro potrubí a čerpadlo (33) (34).

$$H = R_1 \cdot Q^2 \quad (43)$$

Dopravní výšku získáme spojením rovnic pro čerpadlo a potrubí, čímž vznikne:

$$a = Q^2(R - b) \quad (44)$$

Následně se provede vykreslení obou křivek zobrazující předpokládaný stav a výpočet nových v závislosti na ΔM_v .

3 VÝSLEDKOVÁ ČÁST

Při všech simulačních pokusech se vychází z **předpokladů**:

- 1) Známe skutečnou spotřebu tepla tzn. průběh skutečného tepelného výkonu u spotřebitele $P_{T,T(i)}^s$. Tento předpoklad je zaveden, proto aby bylo možné provést simulaci algoritmu řízení na regulovanou soustavu. Ve skutečných provozních podmínkách je měřena skutečná teplota v přívodní $\vartheta_{P,T(i)}^s$ a ve vratné větvi $\vartheta_{Z,T(i)}^s$ jak je popsáno v řídicím algoritmu (Obr. 6 v bodě 9). Při simulaci nelze tyto teploty měřit, proto se zavádí výše zmíněný předpoklad; jsou zvolené hodnoty skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$.
- 2) Hmotnostní tok teplonosného média $M_{v,T(i)}^s$ bude do doby počátku působení kvantitativní korekce konstantní.
- 3) Předpokládaná teplota ve zpětné větvi $\vartheta_{Z,T(i)}^p$ bude také konstantní.

3.1 Grafy spustitelné před simulací

Jedná se o grafy:

- závislost dopravního zpoždění na Mv ;
- Y-Q charakteristika čerpadla a potrubí;

vykreslené pomocí záložky *grafy* v hlavním menu programu popsané v kapitole 2.2.3.

3.1.1 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku

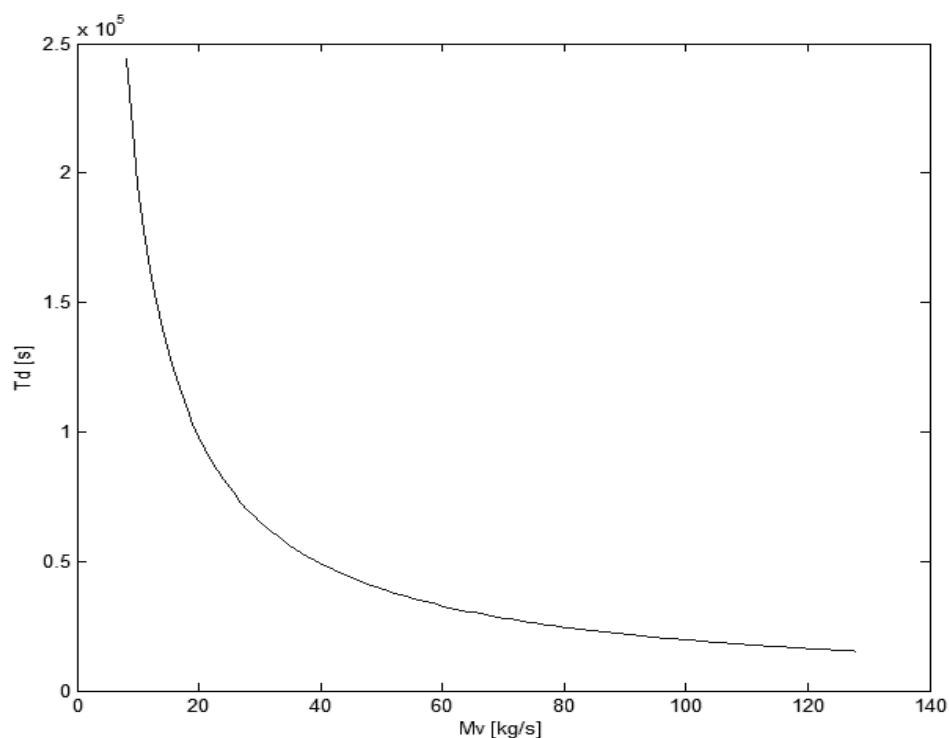
Graf je zobrazen v Obr. 33 pro následující hodnoty:

délka potrubí: 10000 m;

průřez potrubí: 0,5 m;

hustota oběhového média: 1000 kg/m³;

měrná tepelná kapacita: 4160 J/kgK.



Obr. 33 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku

3.1.2 Y-Q charakteristika čerpadla a potrubí

Na Obr. 34 je znázorněn průběh Y-Q charakteristiky čerpadla při otevřených ventilech (vyjádřeno odporem potrubí 800 kPa) plnou čarou. Přivřeme-li ventily, tzn. že celkový tlakový spád potrubí vzroste, posune se charakteristika čerpadla směrem dolů. K tomu aby se pracovní bod vrátil do původní polohy se musí zvýšit otáčky čerpadla. Změna je znázorněna čárkovanou čarou. Přivřením regulačních ventilů se změní odpor z 800 na 5000 kPa.

Graf je zobrazen pro následující hodnoty:

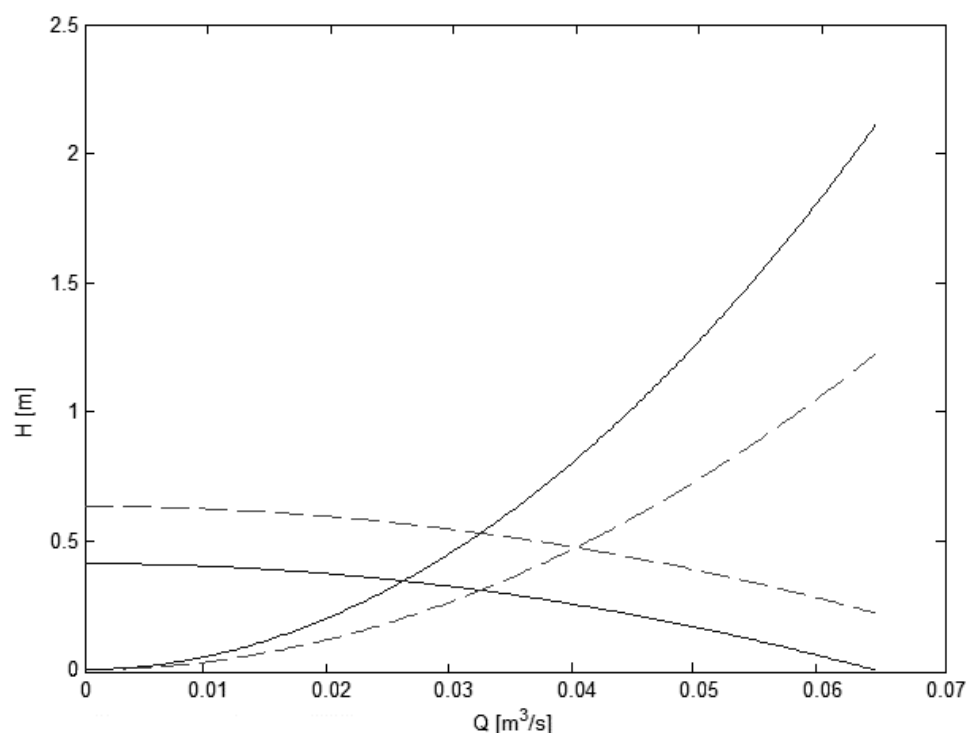
hmotnostní tok: 142,2 kg/s;

měrná tlaková ztráta potrubí: 250 Pa/m;

odpor potrubí v části 1: 800 kPa;

odpor potrubí v části 2: 800 kPa;

strmost Y-Q charakteristiky čerpadla: -100;



Obr. 34 Změna Y-Q charakteristiky potrubí a čerpadla způsobená uzavřením ventilů – předpokládaný

3.2 Použité regulátory

Při simulaci byly použity diskrétní regulátory. Pro regulaci teploty v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$ byl použit diskrétní PID regulátor, jehož diskrétní přenos $G_{R,PID}(z)$ byl určen takto:

$$G_{R,PID}(z) = \frac{352,27 \cdot z^2 - 700,52 \cdot z + 348,26}{z^2 - z} . \quad (45)$$

Pro regulaci hmotnostního toku M_v^s byl použit diskrétní PI regulátor, jehož diskrétní přenos $G_{R,PI}(z)$ byl určen takto:

$$G_{R,PI}(z) = \frac{0,36832 \cdot z - 0,0000076416}{z - 1} . \quad (46)$$

3.3 Simulace 1

Průběhy skutečného $P_{T,T(i)}^s$ a předpokládaného $P_{T,T(i)}^p$ tepelného výkonu (Obr. 35) jsou nastaveny, tak aby skutečný tepelný výkon byl v celém průběhu během 24 hodin nižší než je předpokládaný tepelný výkon. Denní diagram dodávky tepla byl převzat z hodnot, které byly skutečně naměřeny. Tyto hodnoty byly pouze vynásobeny vhodným koeficientem, aby bylo dosaženo průměrného výkonu, který byl uvažován při simulaci. Na Obr. 37 je hmotnostní tok M_v^s konstantní do doby $T(0)$ označené v grafu. Od $T(0)$ dále je hmotnostní tok udržován díky kvantitativní korekci pod touto konstantní hodnotou, protože je odebíráno menší množství tepla musí být i hmotnostní tok snížen. Teplota v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$ je znázorněna na Obr. 36. Do času $T(0)$ je teplota ovlivňována kvalitativní korekcí **kvalitativní korekce II** $\Delta\vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$, od této doby $T(0)$ začíná ovlivňovat teplotu i kvantitativní část řízení, tedy korekce hmotnostního toku $\Delta M_{v,T(i)}$ ze vztahu (22) a korekce **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$. Teplota v přívodní větvi horkovodu $\vartheta_{p(i)}$ je na Obr. 36 od doby $T(0)$ uváděna včetně $\Delta Q(i)^{kvalkorI}$ a je díky celému algoritmu řízena tak aby bylo dosaženo podmínky určené vztahem (46). Při simulaci se vychází z těchto počátečních podmínek:

délka potrubí: 10000 m;

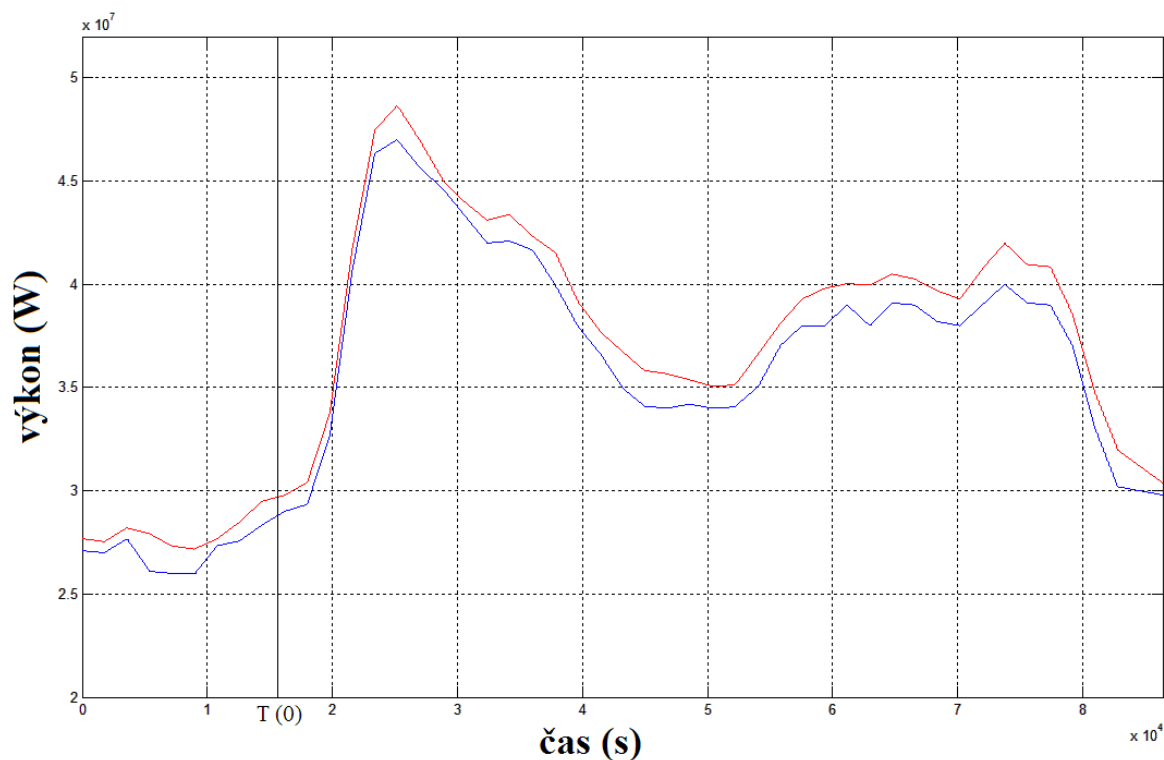
průřez potrubí: 0,5 m;

hustota oběhového média: 1000 kg/m³;

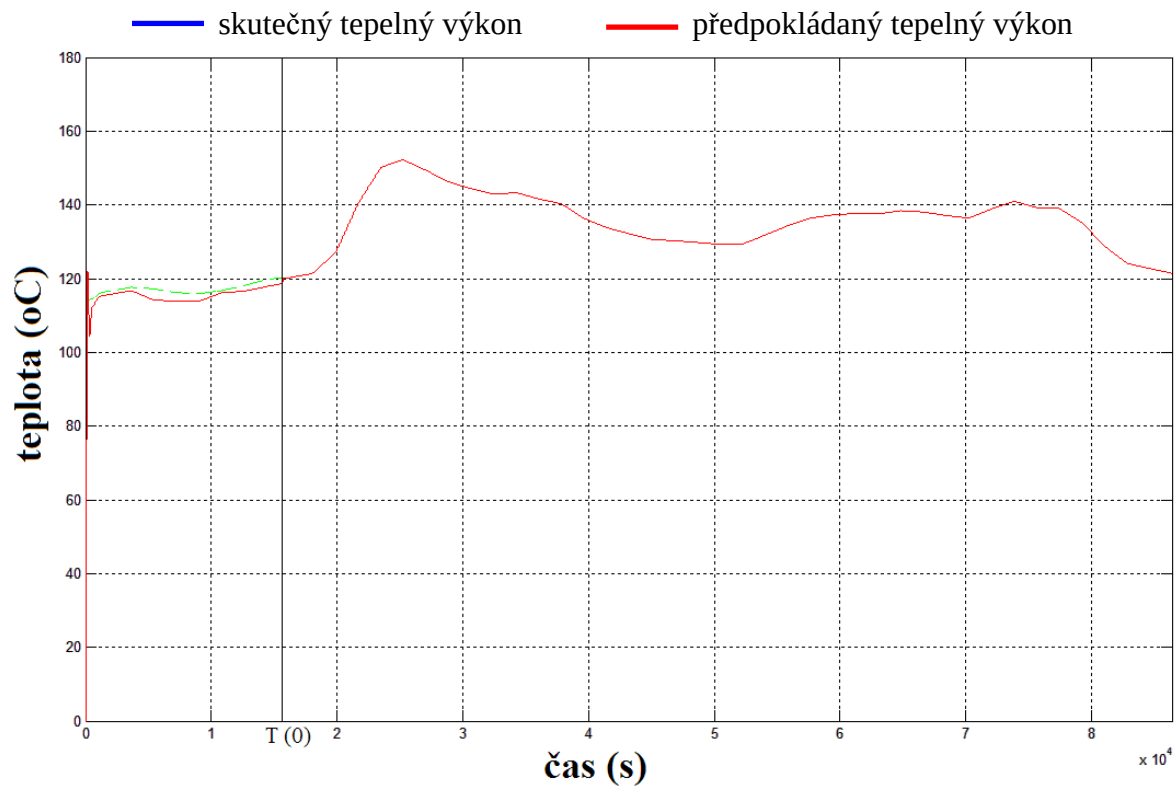
měrná tepelná kapacita: 4160 J/kgK;

hmotnostní tok oběhového média: 142,2 kg/s;

teplota ve zpětné větvi: 70 °C.

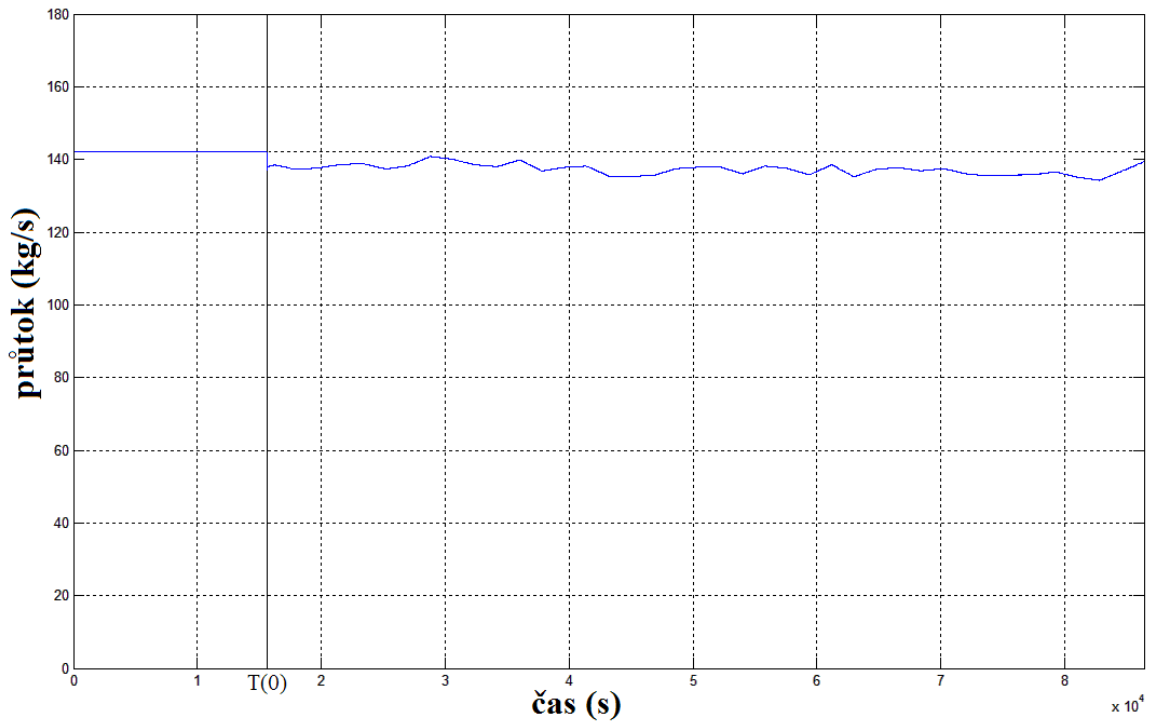


Obr. 35 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 1



Obr. 36 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 1

— teplota v přívodním potrubí - - - teplota bez kvalitativní korekce I

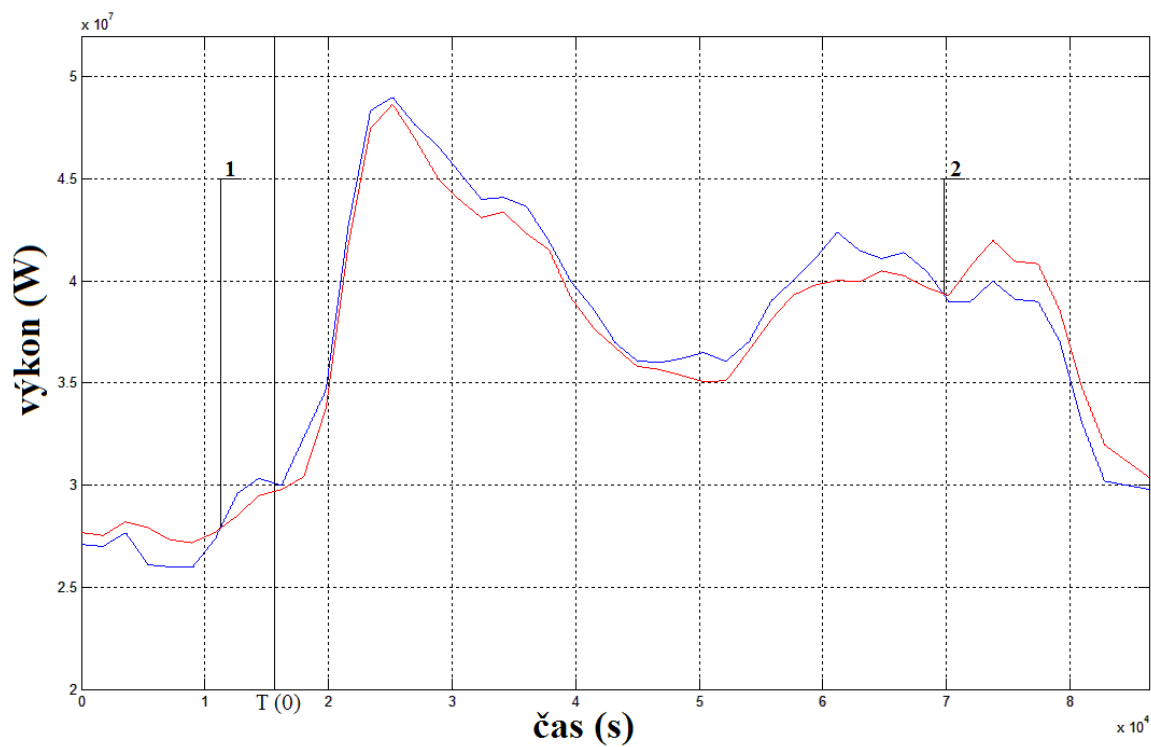


Obr. 37 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 1

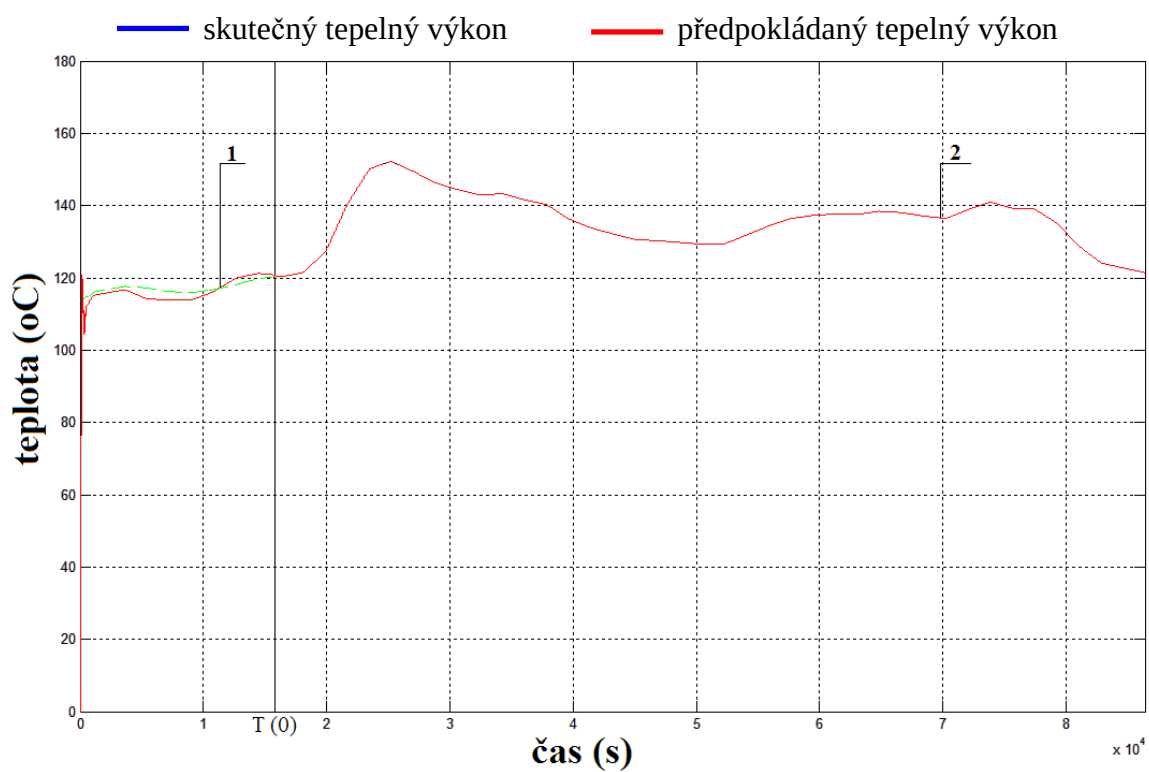
— hmotnostní tok včetně korekce

3.4 Simulace 2

V tomto příkladu je skutečný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^s$ nadefinován tak, aby přecházel z kladné do záporné odchylky od předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ ve dvou místech označených 1 a 2 (Obr. 38). Bod 1 se nachází v místech, kde ještě nepůsobí kvantitativní část řízení, proto se tato změna na Obr. 40 neprojevuje. Na Obr. 39 je vidět vliv **kvalitativní korekce II** $\Delta v_{RT(i)}^{kvalkorII}$, kdy do bodu 1 je třeba teplotu v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$ snížit a za bodem 1 je třeba teplotu v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$ zvýšit. Teplota bez vlivu korekce je značena zeleně. V úseku mezi body 1 a 2 je skutečný odebíraný výkon vyšší než byl předpoklad a proto je hmotnostní tok M_v^s v Obr. 40 pomocí kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T(i)}$ zvyšován. V bodě 2 dochází k poklesu skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$ pod předpokládaný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^p$ a proto klesá i hmotnostní tok M_v^s (Obr. 40). Teplota v přívodní větvi horkovodu $\vartheta_{p(i)}$ je na Obr. 39 od doby $T(0)$ uváděna včetně **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkor I}$. Počáteční podmínky simulace jsou stejné jako v případě 3.3.

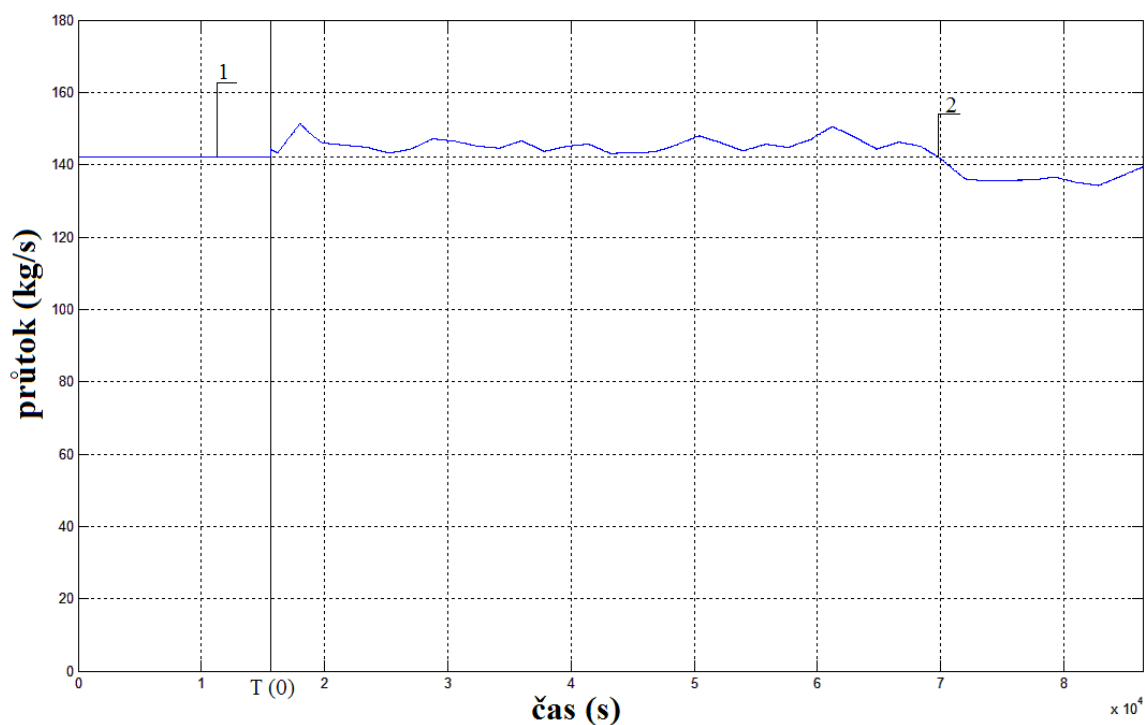


Obr. 38 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 2



Obr. 39 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 2

— teplota v přívodním potrubí - - - teplota bez kvalitativní korekce I



Obr. 40 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 2

— hmotnostní tok včetně korekce

3.5 Simulace 3

Definují se průběhy skutečného $P_{T,T(i)}^s$ a předpokládaného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ (Obr. 41), tak aby v průbězích byly znázorněny základní stavy, do kterých se řízený systém – horkovodní soustava může dostat. V grafu (Obr. 41) můžeme vidět, že skutečný výkon se střídavě pohybuje pod a nad předpokládaným výkonem odečteným z denního diagramu dodávky tepla (Obr. 6 bod 4). Průsečíky mezi $P_{T,T(i)}^s$ a $P_{T,T(i)}^p$ jsou v grafu označeny čísly 2), 4), 5) a 6). Dále je označen bod 1), ve kterém dochází k nárůstům v průběhu předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ a skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$ a také bod 3), ve kterém dochází k poklesu v průběhu $P_{T,T(i)}^p$ a $P_{T,T(i)}^s$. Je také označen čas $T(0)$, což je doba, kdy teplotné médium dorazí ke spotřebiteli. Od tohoto okamžiku začíná působit na řízení dodávky tepla nejen kvalitativní část řízení, ale i kvantitativní část řízení.

Zapojením řídicího algoritmu do uzavřeného regulačního obvodu se snažíme dosáhnout rovnosti vyjádřené vztahem (46) – skutečný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^s$ je roven předpokládanému tepelnému výkonu $P_{T,T(i)}^p$ v čase T . Tato podmínka není při skutečných případech dosažena. Cílem je se k ní co nejvíce přiblížit.

$$P_{T,T(i)}^s = P_{T,T(i)}^p . \quad (47)$$

V první části do doby $T(0)$ tj. v intervalu $(0;T(0))$ (Obr. 41,Obr. 42,Obr. 43) tedy působí *pouze kvalitativní část řízení*. Dochází pouze k vlivu korekce $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ vyjádřené vztahem (28). Jedná se o korekci teploty v přívodní větvi $\vartheta_{p,T(i)}$ na teplotěnském výměníku. Vliv korekce $\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ je možné vidět na obrázku (Obr. 42). Teplota bez vlivu této korekce je znázorněna zelenou čerchovanou čarou. V této chvíli je skutečný výkon nižší než předpokládaný a proto je třeba teplotu na výměníku snížit, takže teplota se započítanou korekcí označenou červenou čarou je nižší než teplota bez korekce. *Hmotnostní tok (Obr. 43) je v této části konstantní, protože ještě nezačala působit kvantitativní část řízení.*

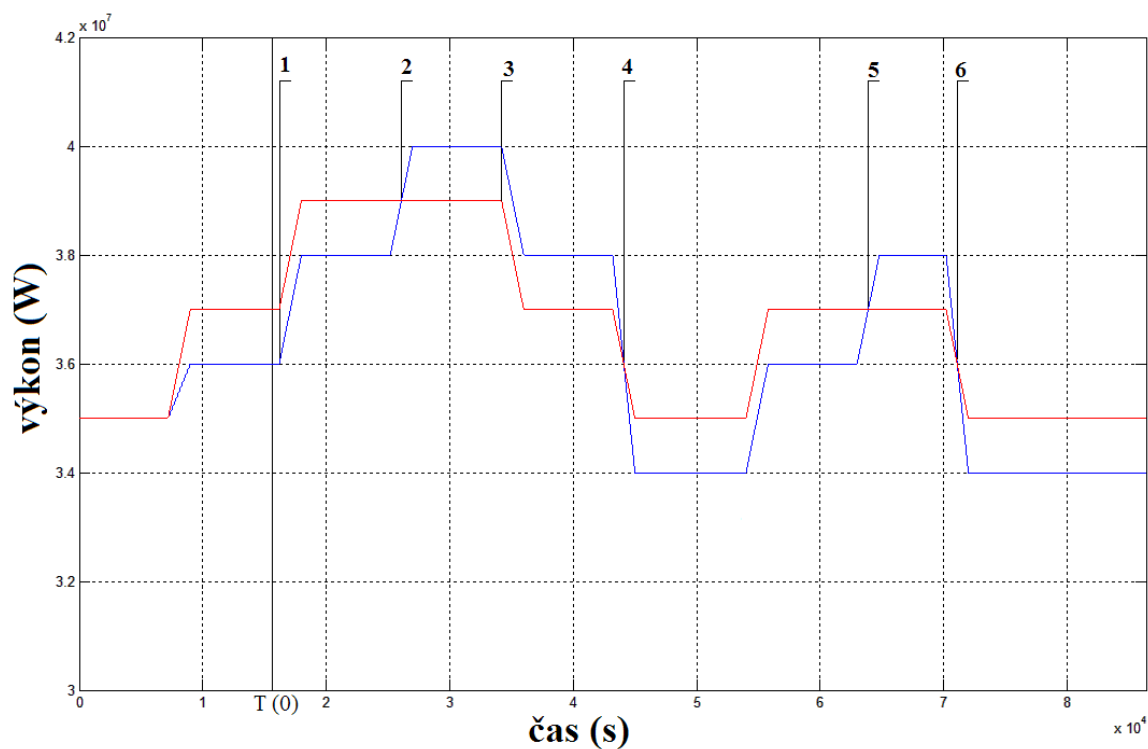
V místě 2) dochází k tomu, že skutečný výkon přestává být nižší než předpokládaný. Je třeba zvýšit kvalitativní část řízení hmotnostní tok M_v^s , protože je odebíráno větší množství tepla než se předpokládalo. Tato změna hmotnostního toku M_v^s je vidět na obrázku (Obr. 43) mezi body 1) a 3). Korekce hmotnostního toku mezi těmito body přechází ze záporných hodnot do kladných a to v místě 2) (Obr. 43), protože rozdíl mezi skutečným a předpokládaným tepelným výkonem vyjádřený vztahem (21) také přechází ze záporné do kladné odchylky. Na základě působení kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T(i)}$ ze vztahu (22) je rovnost ve vztahu (46) splněna. Teplota v přívodním potrubí je udržována tak, aby vycházela z $P_{T,T(i)}^p$ tzn. že v místě 2) Obr. 42 nedochází k nárůstu teploty, ke kterému by docházelo bez použití kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T(i)}$.

Ke změně teploty dochází až v místě 3), protože zde se předpokládaný výkon $P_{T,T(i)}^p$ (Obr. 41) snižuje. Na základě této změny se musí chovat i teplota v přívodní větvi $\vartheta_{p(i)}$ (Obr. 42) tzn. také se snižuje. Naopak hmotnostní tok (Obr. 43) zůstává konstantní jak již bylo popsáno výše.

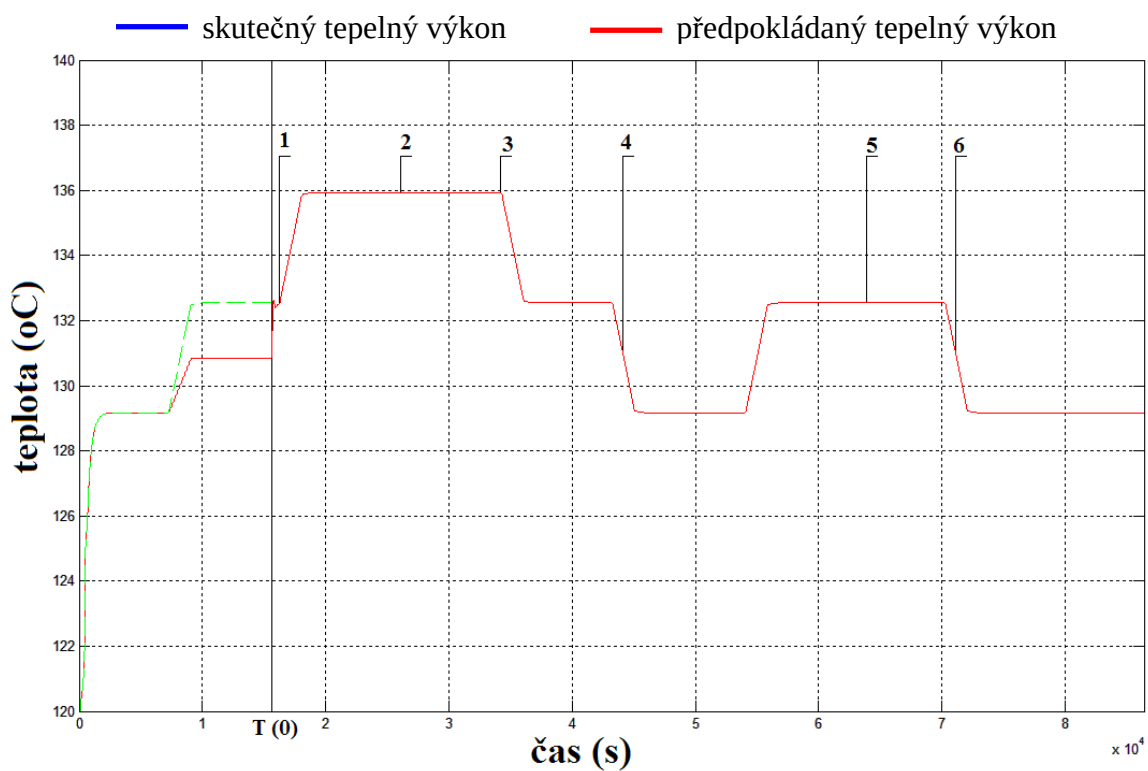
Dále v místě 4) dochází k poklesu skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$, takže na základě popsaných průběhů musí dojít ke snížení hmotnostního toku M_v^s , tzn. klesla spotřeba a proto je nutno snížit velikost hmotnostního toku. Dochází zde také ke změně předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ takže dochází i ke změně teploty v přívodní

větvi $\vartheta_{p(i)}$ (viz Obr. 42 místo 4)). K další změně průběhů $P_{T,T(i)}^s$ a $P_{T,T(i)}^p$ (Obr. 41) dochází v místě označeném 5). Jediný rozdíl oproti bodu 4) je ten, že dochází k nárůstu skutečného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^s$. V bodě 6) dochází ke stejné změně jako v bodě 4).

Tento simulační pokus tedy ukazuje v první části vliv kvalitativní korekce $\Delta\vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$ a v druhé části vliv kvantitativní korekce $\Delta M_{v,T(i)}$ ze vztahu (22) a kvalitativní korekce $\Delta Q(i)^{kvalkor I}$ ze vztahu (24), která zajišťuje udržení tepelného obsahu v přívodní větvi napáječe – tepelný obsah byl narušen působením kvantitativní korekce ze vztahu (22) díky níž je dosažena rovnost popsána vztahem (46). Teplota v přívodní větvi horkovodu $\vartheta_{p(i)}$ je na Obr. 42 od doby $T(0)$ uváděna včetně **kvalitativní korekce I** $\Delta Q(i)^{kvalkor I}$. Počáteční podmínky simulace jsou stejné jako v případě 3.3.

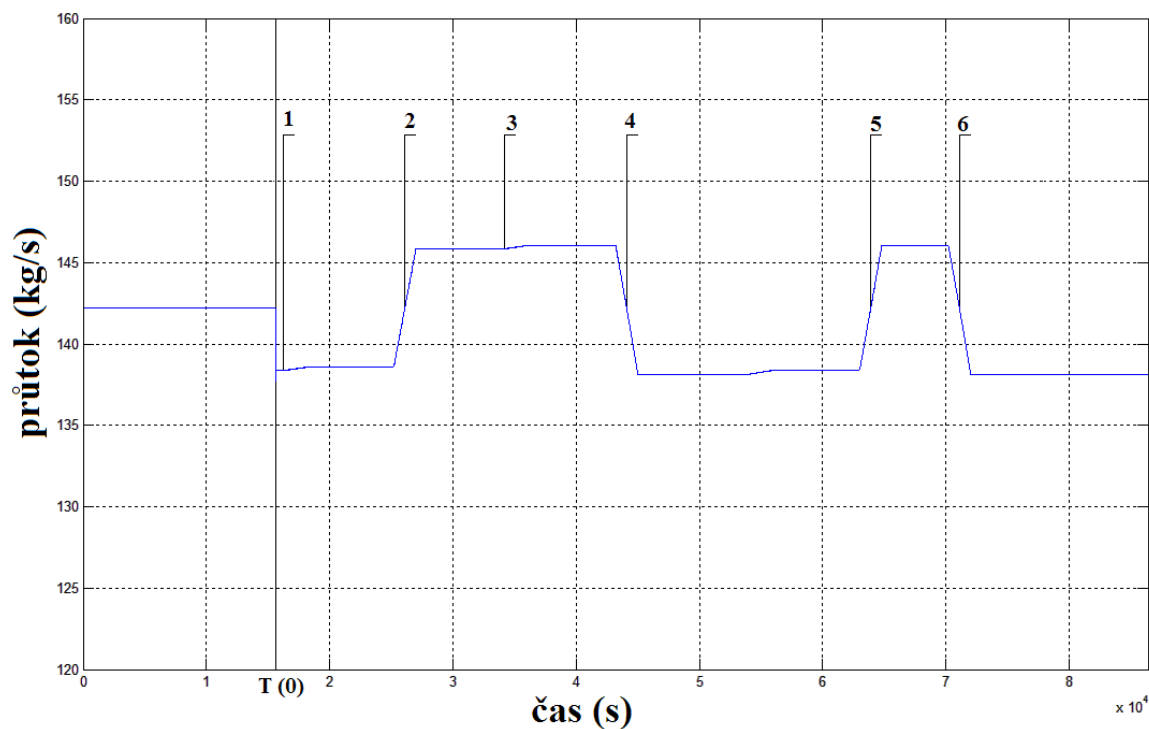


Obr. 41 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 3



Obr. 42 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 3

— teplota v přívodním potrubí - - - teplota bez kvalitativní korekce I

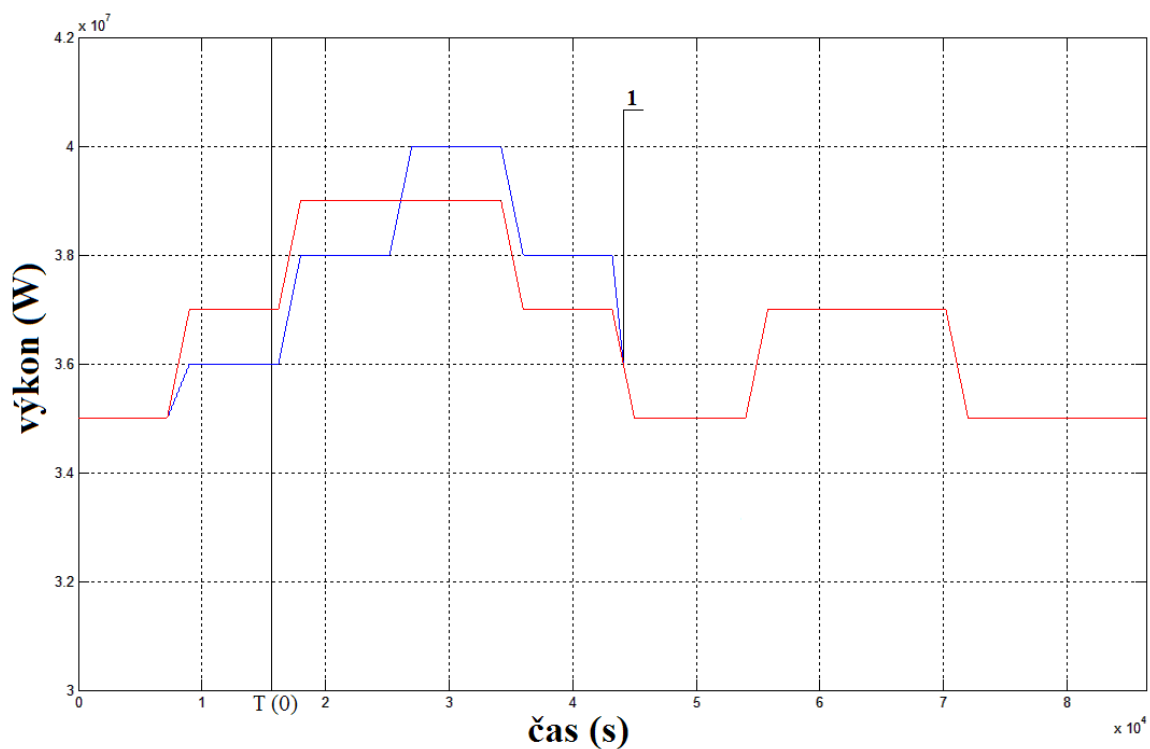


Obr. 43 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 3

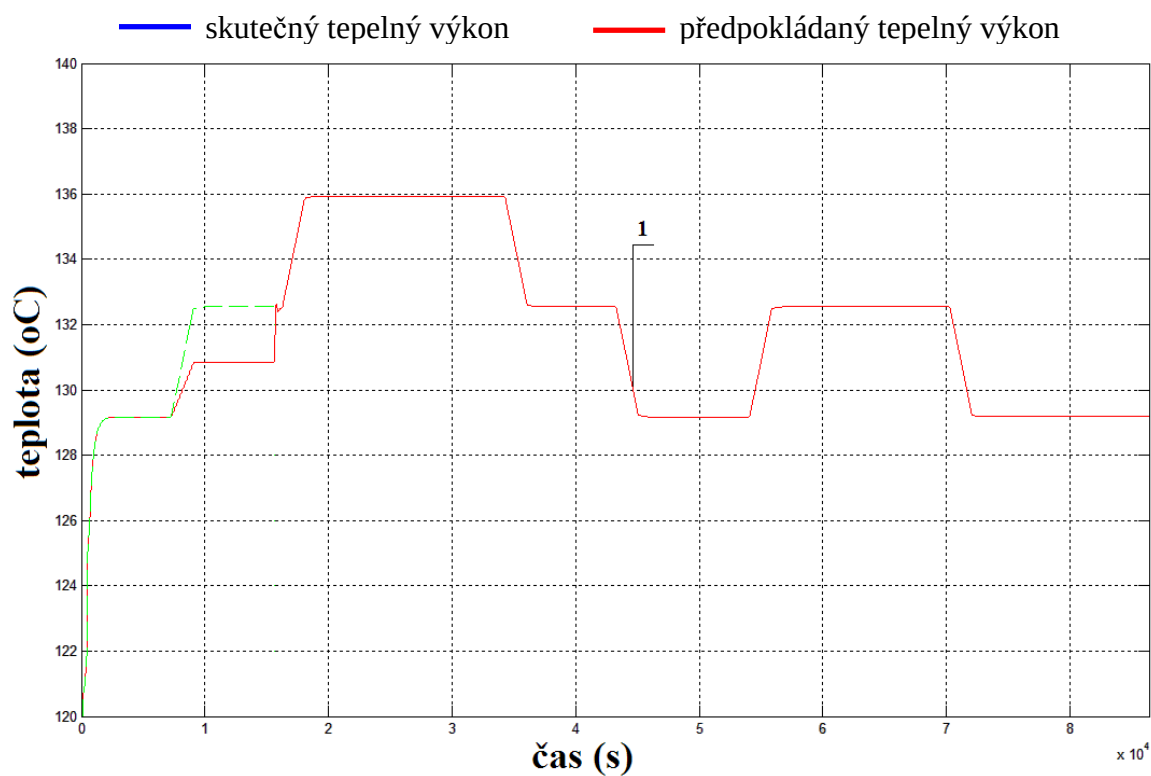
— hmotnostní tok včetně korekce

3.6 Simulace 4

Do místa označeného 1 je průběh grafů (Obr. 43, Obr. 44, Obr. 45) stejný jako v kapitole 3.5. Do tohoto bodu je ukázán stav, kdy je skutečný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^s$ totožný s předpokládaným tepelným výkonem $P_{T,T(i)}^p$. Na hmotnostní tok M_v^s tedy působí nulová korekce $\Delta M_{v,T(i)}$ a proto je konstantní.

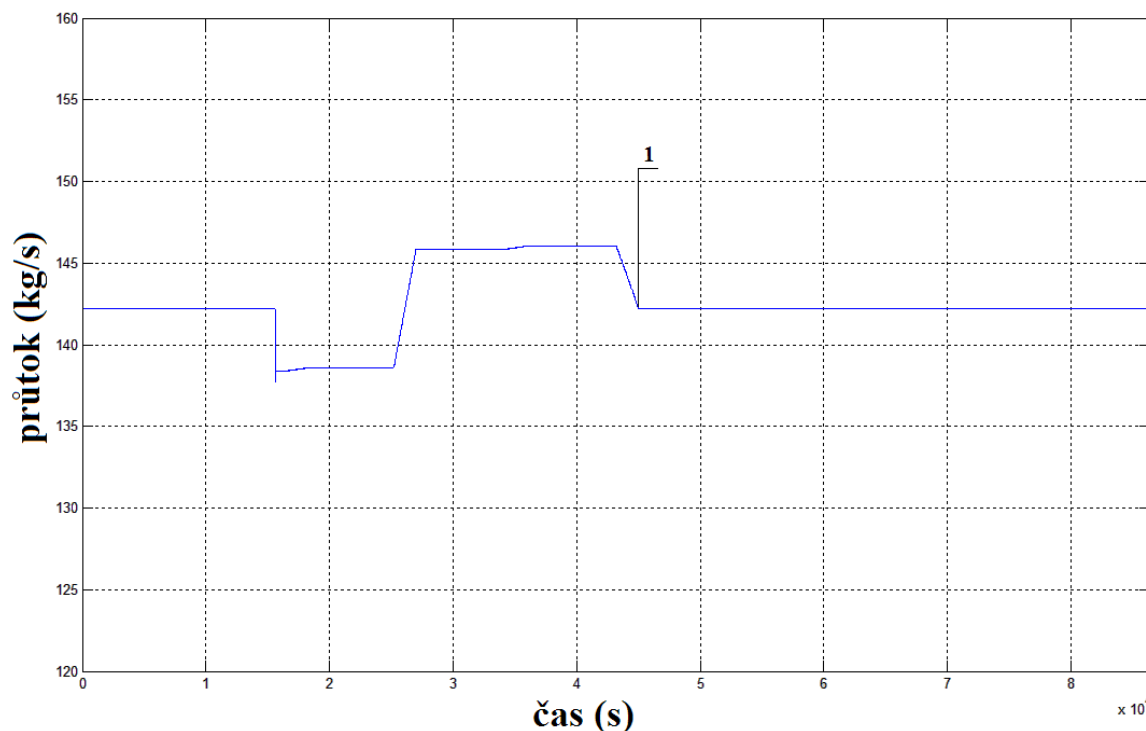


Obr. 44 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 4



Obr. 45 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 4

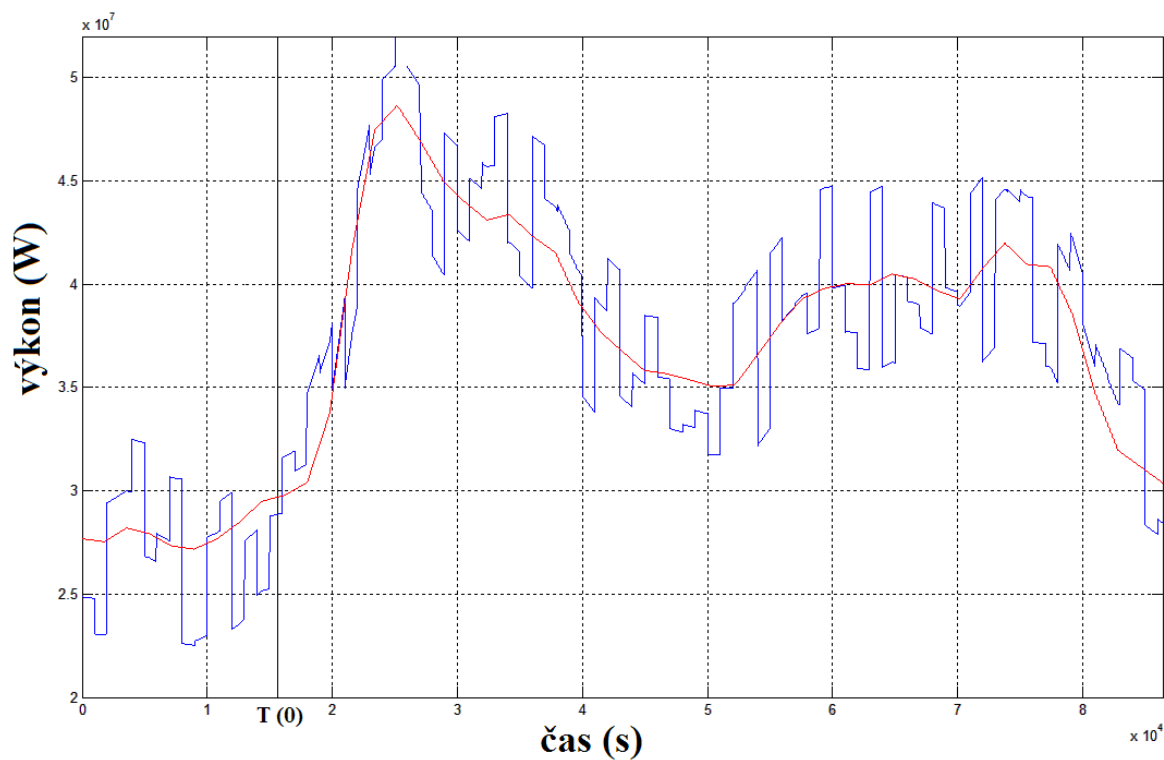
— teplota v přívodním potrubí - - - teplota bez kvalitativní korekce I



Obr. 46 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 4
— hmotnostní tok včetně korekce

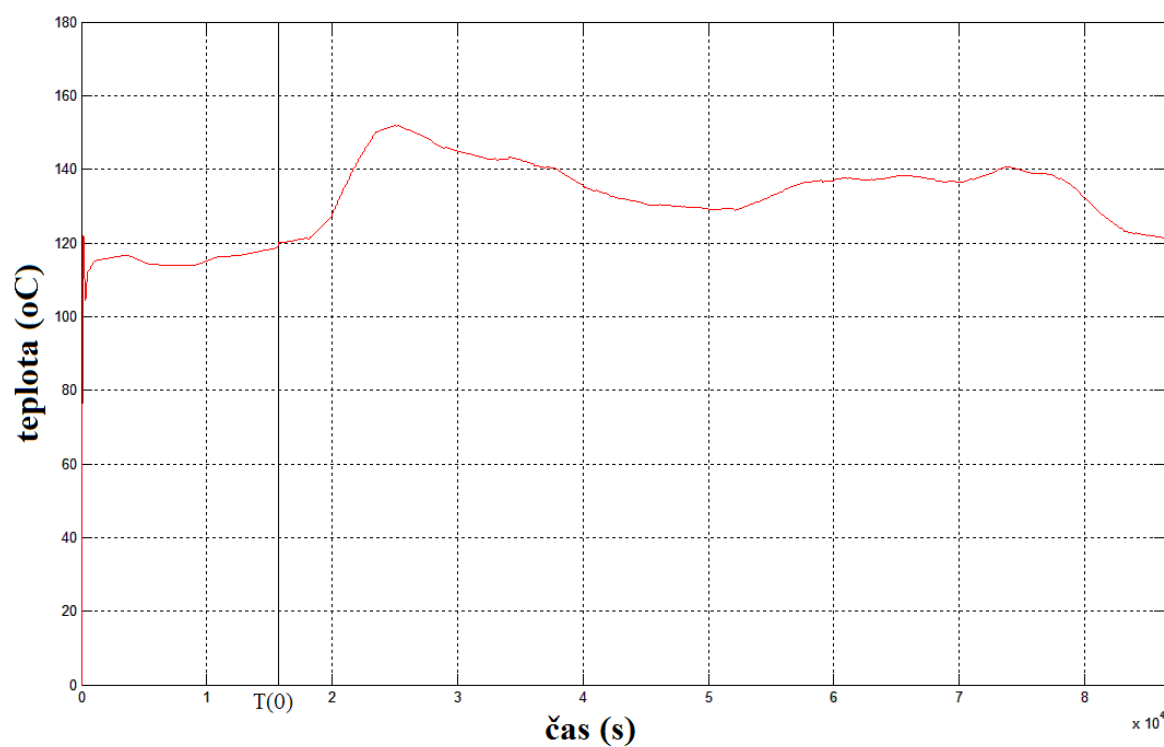
3.7 Simulace 5

Při této simulaci byl zvolen jako odchylka od předpokládaného tepelného výkonu $P_{T,T(i)}^p$ náhodný signál s 15 % odchylkou (Obr. 47). Takovýto stav ve skutečném provozu nemůže nastat, ale je vhodný pro ukázkou toho, že algoritmus řízení je schopen reagovat i na větší množství změn tepelného výkonu. U hmotnostního toku M_v^s (Obr. 49) dochází ke skokovým změnám, tak jak se mění náhodný signál. Teplota v přívodní větvi horkovodu $\vartheta_{p(i)}$ je na Obr. 42 od doby $T(0)$ uváděna včetně **kvalitativní korekce** $I \Delta Q(i)^{kvalkor I}$. Díky těmto změnám je dosahována podmínka daná rovnicí (46).



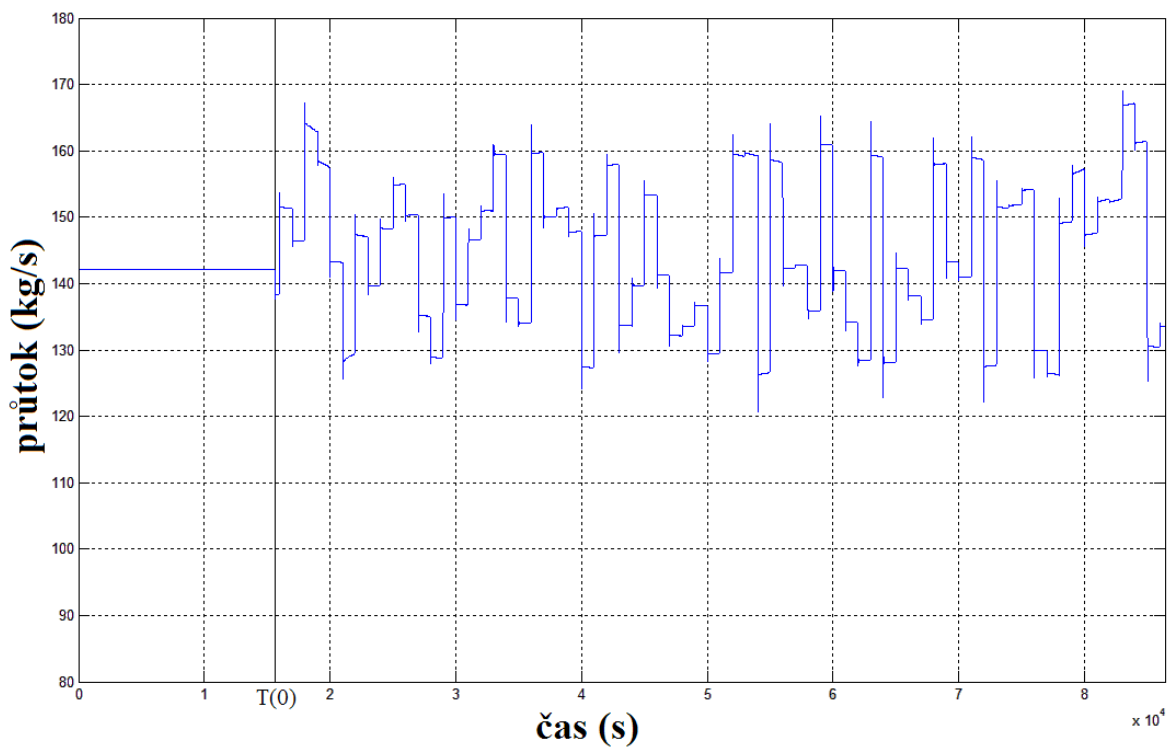
Obr. 47 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 5

— skutečný tepelný výkon — předpokládaný tepelný výkon



Obr. 48 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 5

— teplota v přívodním potrubí



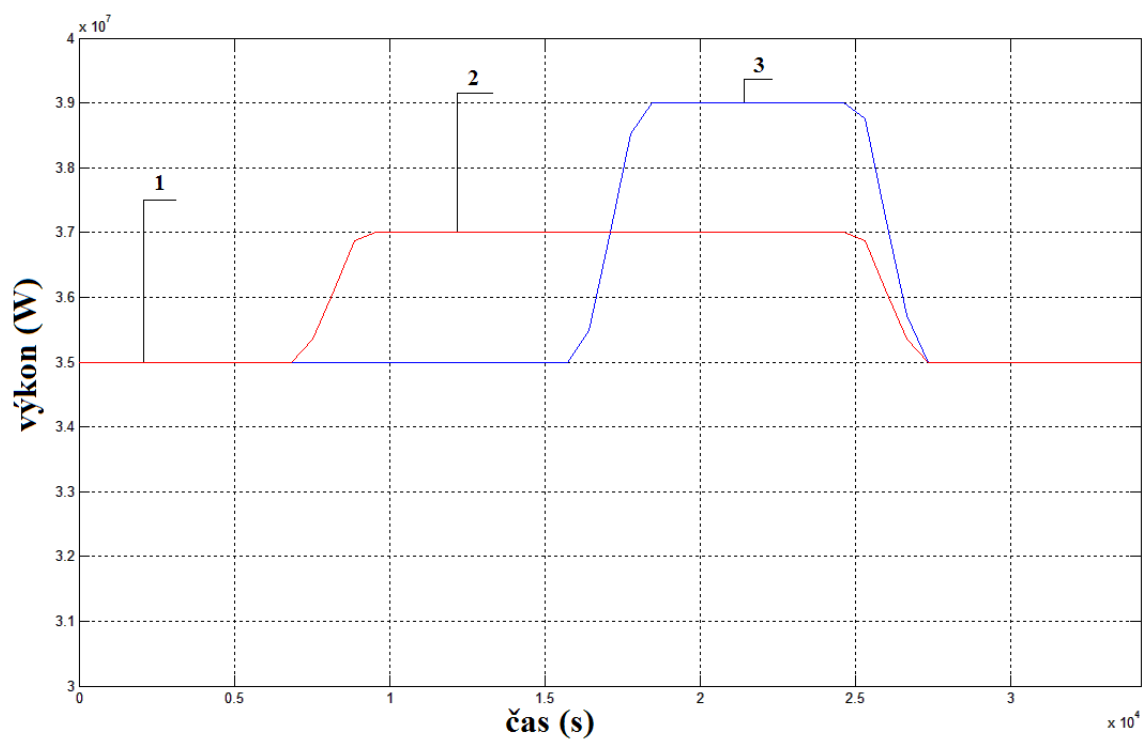
Obr. 49 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 5

— hmotnostní tok včetně korekce

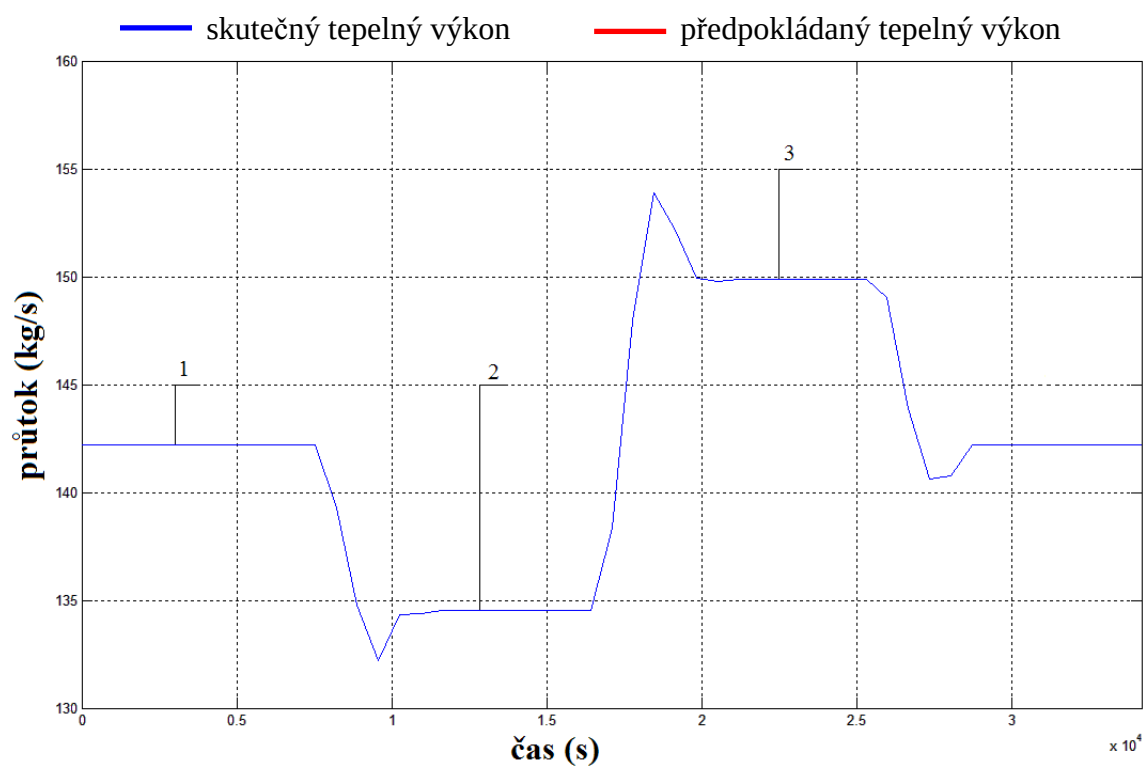
3.8 Simulace průběhu Y-Q charakteristiky

Tato část simulace ukazuje průběhy Y-Q charakteristiky ve třech základních stavech (Obr.

50). V místě 1 je předpokládaný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^p$ a skutečný tepelný výkon $P_{T,T(i)}^s$ totožný. Hmotnostní tok M_v^s (Obr. 51) se tedy nemění a v Y-Q charakteristice (Obr. 52) nedochází také k žádné změně. V místě 2 je skutečný tepelný výkon nižší než předpokládaný tepelný výkon dochází ke snížení hmotnostního toku a tím k posunu provozního bodu čerpadla z bodu A do bodu B. *Požadavkem je aby se provozní bod udržel na provozní křivce* proto musíme snížit otáčky tak aby došlo k požadované změně. Dochází k posunu z B do C, tím se provozní bod dostává zpět na provozní křivku. V místě 3 je skutečný tepelný výkon vyšší než předpokládaný tepelný výkon dochází tedy ke zvýšení hmotnostního toku a tím k posunu provozního bodu čerpadla z A' do B'. Pro udržení provozního bodu na provozní křivce musíme zvýšit otáčky čerpadla. Dojde k posunu z B' do C', tím se provozní bod dostává zpět na provozní křivku.

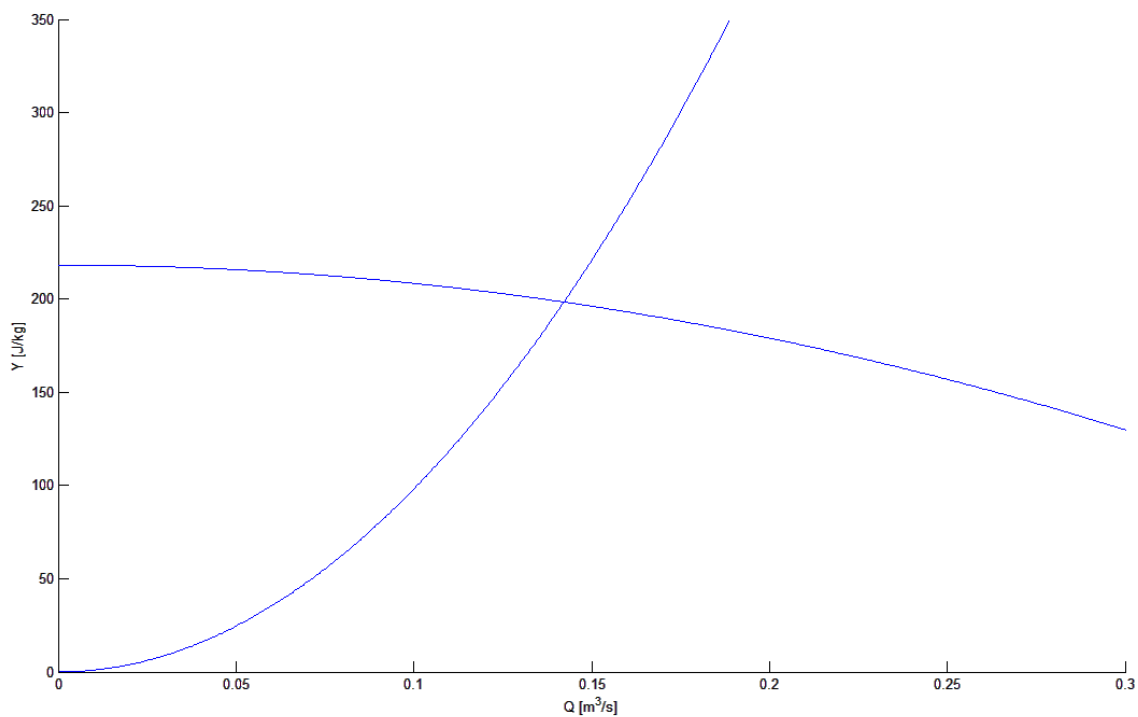


Obr. 50 Předpokládaný a skutečný výkon

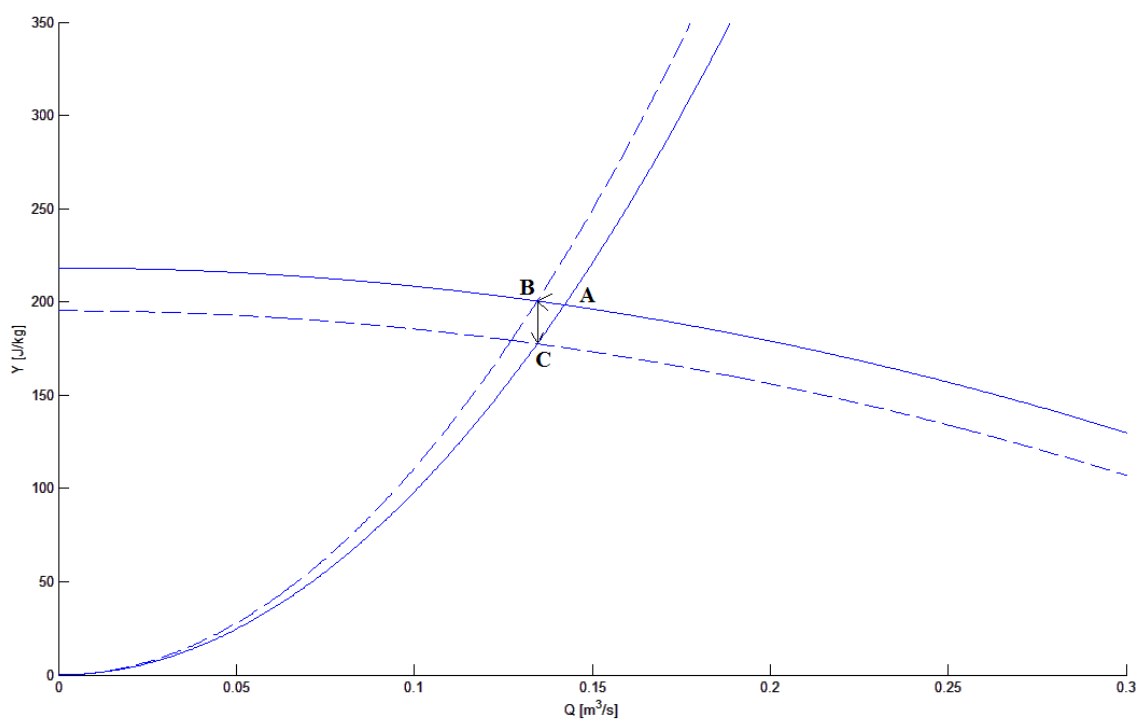


Obr. 51 Hmotnostní tok

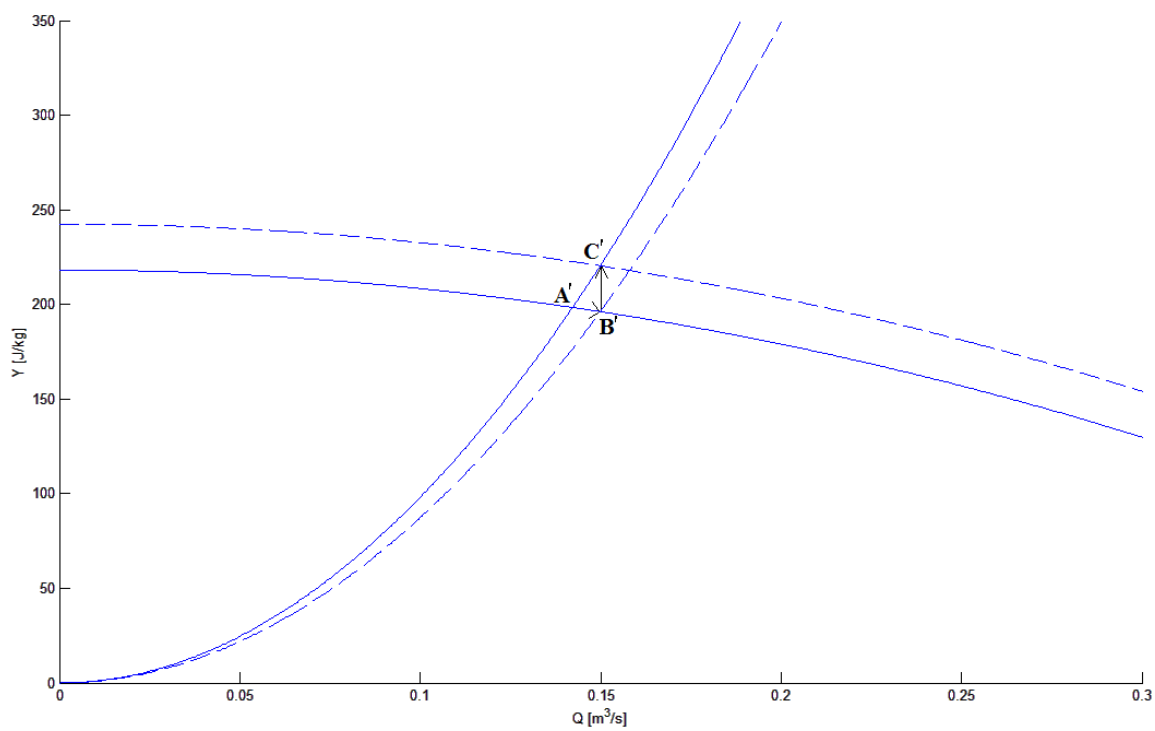
— hmotnostní tok včetně korekce



Obr. 52 Y-Q charakteristika v místě 1



Obr. 53 Y-Q charakteristika v místě 2



Obr. 54 Y-Q charakteristika v místě 3

ZÁVĚR

U rozlehlých teplárenských sítí, kde je značná vzdálenost mezi zdrojem tepla a jednotlivými spotřebitelskými systémy, vzniká dopravní zpoždění, které závisí na délce přívodního potrubí a na rychlosti proudění teplonosného média. Navržený kvalitativně-quantitativní algoritmus řízení s využitím předpovědi průběhu denního diagramu dodávky tepla v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem toto dopravní zpoždění eliminuje pomocí kvantitativní části řízení, která není, na rozdíl od kvalitativní části řízení, závislá na dopravním zpoždění. Výstupem z tohoto algoritmu řízení jsou dvě akční veličiny. Pro kvalitativní způsob řízení je to změna rozdílu mezi teplotami vody v přívodní a zpětné větvi horkovodu, realizovaná změnou tepelného příkonu v páře na vstupu do teplárenského výměníku. A pro kvantitativní způsob řízení je to změna hmotnostního toku horké vody realizovaná změnou otáček oběhového čerpadla. Po zásahu na změnu dodávaného výkonu působením kvantitativní části řízení je nutné zavést **kvalitativní korekci I**, aby byl udržen tepelný obsah v příváděcí větvi horkovodu. Do doby než začne působit kvantitativní část řízení je zaváděna další tzv. **kvalitativní korekce II**, jejímž cílem je udržet *přibližně* tepelný obsah v příváděcí větvi horkovodu. Díky těmto dvěma akčními veličinám lze řídit dodávku tepla ke spotřebiteli efektivněji, než při použití pouze jedné z nich.

V prostředí MATLAB a SIMULINK byl vytvořen program a simulační schéma, které ukazuje působení obou korekcí na teplotu v přívodní větvi horkovodu a hmotnostní tok. V simulačních pokusech byly názorně předvedeny vlivy různých diferencí skutečného a předpokládaného tepelného výkonu. Je-li skutečný tepelný výkon nižší než předpokládaný tepelný výkon, pak se kvantitativní částí řízení snižuje i hmotnostní tok teplonosného média. Naopak, je-li skutečný tepelný výkon vyšší než předpokládaný tepelný výkon, pak se kvantitativní částí řízení zvyšuje i hmotnostní tok teplonosného média. V této práci jsou také ukázány autoregulační schopnosti Q-Y charakteristiky oběhového čerpadla na názorném příkladu.

LITERATURA

- [1] Åström, K. J.: Introduction to stochastic control theory, Academic Press, New York-London, 1970
- [2] Balátě, J.: Čs patent č. 279253 – Způsob řízení tepelného výkonu horkovodu a zapojení k provádění tohoto způsobu, 1994
- [3] Balátě, J., Sysala, T.: Algoritmus řízení tepelného výkonu v horkovodních systémech centralizovaného zásobování teplem. Automatizace 38(11), str. 435 – 438, 1995
- [4] Balátě, J., Chramcov, B.: Způsob řízení tepelného výkonu horkovodu za současného působení kvalitativní i kvantitativní části řízení. Příloha č. 1 k závěrečné zprávě o řešení grantového projektu GAČR 101/01/0345, číslo výzkumné zprávy: VZTUTB-FT-IIT/2003/1, UTB ve Zlíně, Fakulta technologická, prosinec 2003.
- [5] Balátě, J.: Vybrané statě z automatického řízení. Skriptum UTB ve Zlíně, Fakulta technologická, Zlín, 2003
- [6] Dvořák, Z., Klazar, L., Petrák, J.: Tepelná čerpadla. SNTL, Praha, 1987
- [7] Krajča, L.: Simulace řízení tepelného výkonu horkovodu. Diplomová práce. VUT v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 1998
- [8] Guryča, D.: Simulace řízení tepelného výkonu horkovodu. bakalářská práce, Zlín 2001, FT UTB
- [9] Ibler, Z. a kol.: Energetika v příkladech. BEN, Praha, 2003
- [10] Vlach, J. a kol.: Zásobování teplem a teplotnictví. SNTL, Praha, 1989
- [11] Chramcov, B.: Předpověď denního digramu dodávky tepla v SCZT. Diplomová práce. VUT v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 1998.
- [12] Jacobson, R.: Mikrosoft Excel Visual Basic. Computer Press, Praha, 1996
- [13] Tkáč, P.: Řízení tepelného výkonu horkovodu – simulace. Diplomová práce. UTB ve Zlíně, Fakulta technologická, Zlín, 2002
- [14] The MathWorks, Inc.: MATLAB, High – Performance Numeric Computation and Visualiyation Software, Building a Graphical User Interface, 1993

- [15] Katalog měničů otáček MICROMASTER firmy Siemens, str. 44. Dostupný z WWW:
[http://www.siemnes.cz/siemjetstorage/files/14452_DAS51\\$2\\$CZ\\$V3\\$web.pdf](http://www.siemnes.cz/siemjetstorage/files/14452_DAS51$2$CZ$V3$web.pdf)

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Zkratka	Popis	Jednotka
$H_{\max}$	Dopravní výška čerpadla.	m
M_v^s	Skutečný hmotnostní tok vody.	kg/s
M_v	Hmotnostní tok vody.	kg/s
$M_{v,\max}$	Maximální hmotnostní tok vody.	kg/s
M_p	Hmotnostní tok páry.	kg/s
M_{VSP}	Hmotnostní tok vody v přívodní části potrubí u spotřebitele.	kg/s
M_v^s	Skutečný hmotnostní tok.	kg/s
P_T^s	Skutečný tepelný výkon.	W
P_T^p	Předpokládaný tepelný výkon.	W
P_T^{DoD}	Dodaný tepelný výkon.	W
P_T	Tepelný výkon horkovodu.	W
Q	Objemový tok.	m ³ /s
RT	Reálný čas.	s
R	Celkový součinitel odporu proti pohybu kapaliny.	
$RT(i)$	Dolní index – značí, že veličina probíhá v reálném čase RT.	--
S	Průřez potrubí přívodní větve.	m ²
T_1, T_2, T_3	Časové kapacity setrvačných členů řízeného systému.	s
T_1', T_2'	Časové konstanty setrvačnosti měniče otáček.	s
T_3'	Doba rozběhu potrubí.	s
T_d	Dopravní zpoždění.	s
T	Čas, ve kterém se projeví působení akční veličiny u spotřebitelů.	s

$T_{d(i)}^p$	Předpokládané dopravní zpoždění.	s
T_{prech}	Doba přechodu teplotního výměníku.	s
T_{vz}	Perioda vzorkování.	s
$T(i)$	Dolní index – značí, že veličina probíhá v čase T, kdy teplota médium dorazí ke spotřebiteli.	--
Y	Měrná energie.	J/kg
ΔM_v	Korekce hmotnostního toku vody.	kg/s
ΔP_T	Diference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu.	W
$\Delta P_{T,RT(i)}^{kvalkorII}$	Diference předpokládaného a skutečně odebíraného výkonu v čase RT.	W
$\Delta Q(i)^{kvalkorII}$	Korekce na udržení tepelného obsahu v přírodním potrubí horkovodu.	W
Δp	Dopravní tlak čerpadla.	Pa
$\Delta \vartheta^p$	Předpokládaný tepelný spád.	°C
$\Delta \vartheta^s$	Skutečný teplotní spád u spotřebitele.	°C
$\Delta \vartheta_{RT(i)}^{kvalkorII}$	Kvalitativní korekce na teplotním výměníku.	°C
a	Dopravní výška čerpadla při nulovém průtoku.	m
c	Měrná tepelná kapacita vody.	J/kgK
c_{max}	Rychlost, kterou voda potřebuje aby nabyla maximálního hmotnostního toku.	m/s
g	Gravitační zrychlení.	m/s ²
h_k	Svislá výška mezi koncovým a počátečním bodem potrubí.	m
i	Krok T.	min
j	Krok RT.	min

k^{kval}	Zesílení řízeného systému v kvalitativní části.	--
k^{kvant}	Zesílení řízeného systému v kvantitativní části.	--
l	Délka sledovaného úseku potrubí.	m
n	Otáčky.	ot./min
p_{pt}	Potřebný tlak na začátku potrubí.	Pa
$p_{k,j}$	Spotřebitelem požadovaný tlak na konci potrubí.	Pa
u_1	Akční veličina kvalitativního řízení.	°C
u_2	Akční veličina kvantitativního řízení.	kg/s
ρ	Hustota.	kg/m ³
ρ_v	Hustota oběhové vody.	kg/m ³
ϑ_P^s	Skutečná teplota v přívodní větvi horkovodu.	°C
ϑ_Z^s	Skutečná teplota ve vratné větvi horkovodu.	°C
ϑ_Z	Předpokládaná teplota ve vratné větvi horkovodu.	°C
ϑ_P	Předpokládaná teplota v přívodní větvi horkovodu.	°C
ϑ_{SP}	Teplota u spotřebitele.	°C
ψ	Exponent závislý od charakteru proudění.	--

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Typické průběhy denních spotřeb tepla pro různé typy odběratelů.....	10
Obr. 2 Principiální schéma horkovodu	12
Obr. 3 Vliv zvyšování M_v na přechodové charakteristiky teplotního výměníku.....	14
Obr. 4 Algoritmus kvalitativně-quantitativního způsobu řízení dodávky tepla horkovodem	19
Obr. 5 Q-Y charakteristika dopravního čerpadla.....	22
Obr. 6 Schéma algoritmu kvalitativně-quantitativního způsobu řízení bez působení kvalitativní korekce I	24
Obr. 7 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku	25
Obr. 8 Předpokládaný denní diagram dodávky tepla.....	26
Obr. 9 Schéma algoritmu kvalitativně-quantitativního způsobu řízení včetně působení kvalitativní korekce I	31
Obr. 10 Odporová charakteristika.....	34
Obr. 11 Odporová charakteristika potrubí	35
Obr. 12 Chování soustavy stroj-hydraulický systém	36
Obr. 13 Tlakový diagram horkovodní sítě.....	38
Obr. 14 Udržování tlaku v neutrálním bodu expanzní nádobou.....	39
Obr. 15 Udržování tlaku v neutrálním bodu čerpadlem	40
Obr. 16 Funkce ventilů ve spotřebitelských stanicích	41
Obr. 17 Schéma odběratelské části horkovodu.....	42
Obr. 18 Hlavní okno simulačního programu	44
Obr. 19 Zadání parametrů potrubí	45
Obr. 20 Okno zadání předpokládaného výkonu a odchylky od něj.....	45
Obr. 21 Celkové schéma simulačního programu.....	47
Obr. 22 Blok řídicího algoritmu	48
Obr. 23 Blok realizující diskrétní PID regulátor.....	48
Obr. 24 Blok realizující diskrétní PI regulátor	49
Obr. 25 Blok pro výpočet skutečného výkonu	49
Obr. 26 Blok dopravní zpoždění.....	50
Obr. 27 Modul hlavního výměníku.....	50
Obr. 28 Přechodová charakteristika hlavního výměníku.....	51
Obr. 29 Blok pro výpočet předpokládaného teplotního spádu	51

Obr. 30 Blok určující velikost kvalitativní korekce.....	52
Obr. 31 Blok pro výpočet skutečného tepelného spádu.....	52
Obr. 32 Blok výpočtu korekce hmotnostního toku.....	53
Obr. 33 Závislost dopravního zpoždění na hmotnostním toku.....	55
Obr. 34 Změna Y-Q charakteristiky potrubí a čerpadla způsobená uzavřením ventilů – předpokládaný.....	56
Obr. 35 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 1.....	58
Obr. 36 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 1.....	58
Obr. 37 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 1.....	59
Obr. 38 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 2.....	60
Obr. 39 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 2.....	60
Obr. 40 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 2.....	61
Obr. 41 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 3.....	64
Obr. 42 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 3.....	64
Obr. 43 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 3.....	65
Obr. 44 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 4.....	66
Obr. 45 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 4.....	66
Obr. 46 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 4.....	67
Obr. 47 Graf předpokládaného a skutečného výkonu pro simulaci 5.....	68
Obr. 48 Graf teploty v přívodním potrubí pro simulaci 5.....	68
Obr. 49 Graf skutečného hmotnostního toku včetně korekce pro simulaci 5.....	69
Obr. 50 Předpokládaný a skutečný výkon	70
Obr. 51 Hmotnostní tok	70
Obr. 52 Y-Q charakteristika v místě 1	71
Obr. 53 Y-Q charakteristika v místě 2	71
Obr. 54 Y-Q charakteristika v místě 3.....	72