

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií



Autoreferát disertační práce

VYBRANÉ MODELY FUNKČNÍCH PODSYSTÉMŮ PARNÍHO KOTLE

**The Selected Models of Functional Subsystems of Steam Generator
System**

Ing. Lukáš Hubka

Liberec 2010

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií

Vybrané modely funkčních podsystémů parního kotle

The Selected Models of Functional Subsystems of Steam Generator System

Ing. Lukáš Hubka

Studijní program: P 2612 – Elektrotechnika a informatika
Studijní obor: 2612V045 – Technická kybernetika
Pracoviště: Ústav řízení systémů a spolehlivosti
Fakulta mechatroniky, informatiky a inženýrských studií
Technická univerzita v Liberci
Studentská 2, 461 17 Liberec
Školitel: doc. Ing. Osvald Modrlák, CSc.

Rozsah disertační práce a příloh

Počet stran: 153 + 50 (přílohy)
Počet obrázků: 64
Počet tabulek: 8

Anotace

Disertační práce se zabývá tvorbou simulačních modelů komponent výroby páry v průtočných kotlích elektrárenských bloků. Specifikovány jsou cíle práce i důvody jejich volby, následně je proveden krátký přehled významných postupů v oblasti tvorby simulačních modelů tepelných výměníků a částí kotlů. Těžiště práce je pak v návrhu přístupů k sestavení matematického popisu a nelineárního dynamického simulačního modelu. Uvažují se základní bilanční rovnice neizotermního systému jak ve formě s rozloženými parametry, tak s koncentrovanými. Diskutovány jsou možnosti různých přístupů a vybraný optimální postup je následně implementován při stavbě nelineárního simulačního modelu systému výroby, přehřevu a mezipřehřevu páry.

Zkonstruovaný simulační model umožňuje ověření a návrh nových řídicích struktur a algoritmů. V současnosti se již intenzivně využívá právě při návrhu nových řídicích algoritmů.

Správnost funkce modelu i jednotlivých komponent byla potvrzena nejen dostatečnou korespondencí s literaturou, ale především pak v rámci spolupráce s Energoprojekt Praha, a.s. s konkrétními naměřenými daty.

Klíčová slova: nelineární simulační model, průtočný kotel, tepelný výměník

Annotation

This thesis is concerned with the design of simulation models of steam generator technological components in once-through boilers in power plants. Firstly, there is a short summary regarding important methods in the area of designing simulation models of heat exchangers and boilers' parts. Subsequently, main goals of the thesis (and reasons of their choices) are specified. The main focus of the thesis is in the design of access to building the mathematical description and the nonlinear dynamic simulation model. The basic balances equation of a non-isothermal system in the format with distributed parameters and lumped parameters are considered. Possibilities of different accesses are discussed and the selected optimal method is subsequently implemented in the building process of nonlinear simulation model of steam generation, steam superheating and steam reheating.

The constructed simulation model is ready for a verification and design of new algorithms and structures. Nowadays the model is heavily used in the phase of new algorithms design.

The correctness of the model function and its separate components was confirmed not only by the sufficient correspondence with literature and by the concrete measured data, but in the first place by the framework cooperation with Energoprojekt Praha, a.s.

Keywords: nonlinear simulation model, once-through boiler, heat exchanger

Obsah

1	Úvod	4
2	Cíle práce	5
3	Současný stav	6
4	Základní koncepce stavby modelu a předpoklady	8
4.1	Použité postupy	8
4.2	Předpoklady pro použité metody zkoumání	9
5	Teoretický rozbor	12
5.1	Rozložené parametry	12
5.2	Globální bilance	16
5.3	Sériové řazení globálních rovnic pro jeden výměník	17
5.4	Stavový popis	18
5.5	Lineární popis pomocí přenosových funkcí	20
6	Simulační modely reálné subsystémy oběhu voda-pára	21
6.1	Systém výroby páry v průtláčném kotli	21
6.2	Technika modelování	22
6.3	Neregulovaná část	22
6.3.1	Ekonomizér	22
6.3.2	Výparník	23
6.3.3	Neregulované přehříváky (Přehřívák I, II)	25
6.4	Vstřík, směšování	25
6.5	Regulované přehříváky	26
6.5.1	Šoty I, šoty II	27
6.5.2	Výstupní přehřívák	28
6.6	Středotlaká část	29
6.6.1	Biflux – výměník trubka v trubce	30
6.6.2	Mezipřehříváky	31
6.7	Korekce modelu – důvody, možnosti a způsoby	31
7	Provoz modelu	34
7.1	Programové řešení simulačního modelu	34
7.2	Simulační model	34
7.3	Obvody řízení teploty páry	35
7.4	Počáteční podmínky a zpracování výstupů	36
7.5	Simulační experimenty	36
8	Další postup	38
9	Závěr	39
	Citovaná literatura	41
	Vlastní publikace	43

1 Úvod

Modelování je významnou a mnohdy nedílnou součástí mnoha inženýrských aplikací. Je to způsobeno nejen vysokými kvalitativními nároky na finální výrobky, ale i snahou dosáhnout co nejefektivnější výroby. Kvalitní simulační model může být dobrým pomocníkem při navrhování konstrukčních parametrů výrobku, neboť je obvykle schopen odhalit problematická místa a vést konstrukci k žádanému optimu. Stejně tak lze model využít ve fázi návrhu a ověřování vlastností řídicích systémů, případně pak pro další optimalizace či trénink personálu.

Modelování v oblasti energetických zařízení je rozsáhlou problematikou, která má mnoho forem i cílů. Očekávanými cíly mohou být mechanické vlastnosti, statické vlastnosti [1], simulátor provozu [2], aj. Zajímavou skupinou jsou modely zaměřené na oblast řízení [3], tedy dynamické vlastnosti. Právě do oblasti využití simulačních modelů při návrhu řídicích algoritmů je práce směřována. Práce je soustředěna na tvorbu modelů základních komponent průtočného kotle. Hlavními úkoly modelu jsou odhalení statických a dynamických vlastností komponent na základě jejich konstrukčních dat, schopnost simulace v co nejširším pásmu užívání komponent i možnost spojení se simulačním obvodem řídicího systému. Z toho plyne, že musí existovat možnost spojovat modely jednotlivých komponent do větších celků.

Existuje několik možností konstrukcí parního kotle s ohledem na způsob proudění vody/páry kotlem [4]. Práce se soustřeďuje především na popis komponent průtočného kotle [5], stejné či podobné principy lze aplikovat i na většinu částí kotlů bubnových. Průtočný kotel si lze velmi zjednodušeně představit jako trubku, ve které se z vody stává pára, a té se poté v přehřívacích dodá další energie. Průtočný kotel je složen z několika tepelných výměníků. Obvykle užívané konstrukce jsou rozděleny na vysokotlakou část a středotlakou část. Pára se po prvním průchodu turbínou vede zpět do kotle a přehřívá se (středotlaká část). Součástí kotle, pro nějž je primárně model určen, je dále ještě protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (biflux), který zajišťuje energetickou výměnu mezi vysokotlakou (VT) a středotlakou (ST) párou.

2 Cíle práce

Motivací ke vzniku práce a jejího obsahu byly potřeby výzkumného centra MŠMT 1M06059 „Progresivní systémy a technologie pro energetiku“, na jehož řešení se náš ústav spolupodílí. Práce našeho týmu se soustředí do oblasti inovací řídicích algoritmů kotlů. Úkoly se týkají především oblasti pokročilých algoritmů řízení, jako je robustní řízení, model prediktivní řízení (MPC), fuzzy řízení atd. a analýzy jejich možností implementace na řízení energetických zařízení. Pro vývoj a především pak následné ověření každého algoritmu je naprosto nezbytné mít možnost zjistit chování řídicího algoritmu ve spojení s daným systémem, a to nejlépe v co nejširším možném rozsahu provozních parametrů, při různých provozních i poruchových stavech. V podstatě jedinou variantou, jak zkoušet algoritmy řízení, je v tomto případě simulační model. Tím se zformovala otázka vhodného simulačního modelu kotle (oběhu vody/páry), který bude schopen pracovat v reálných fyzikálních rozměrech všech veličin a pro řídicí systém zastoupí řízený reálný systém v co nejreálnější podobě.

Dostupná literatura zmiňuje několik způsobů, jak modelovat tepelné výměníky, popisy jsou však většinou buď kusé bez dostatečných detailů, nebo pro tento případ nepoužitelné z hlediska nemožnosti nasazení řídicích obvodů. Přičemž právě možnost spojit simulační model s řídicím obvodem je klíčovým parametrem výběru modelu! Modely větších celků kotlů (oběhu voda/pára) jsou publikovány jen velmi zřídka

Zmiňované fakty vedly k formulování cílů disertační práce, jimiž jsou:

- Nalezení vhodného simulačního modelu oběhu voda/pára průtočného kotle, který popíše systém s dostatečnou věrohodností. Vstupními parametry modelu mohou být jenom konstrukční data z technické výkresové dokumentace (stavba simulačního modelu ve fázi vývoje zařízení).
- Popsat metody použité při tvorbě simulačního modelu, porovnat jednotlivé přístupy a ukázat jejich možnosti.
- Umožnit připojení modelu řídicího systému k vytvořenému simulačnímu modelu.
- Vytvořit zázemí pro možnost vývoje nových algoritmů řízení.

3 Současný stav

Simulace dynamických jevů probíhajících v tepelné elektrárně při výrobě páry lze chápat jako řešení problému šíření tepla v prostoru a čase při proměnných okrajových podmínkách. Možnosti, jak se vypořádat s daným problémem, jsou široké [6], [7], [8]. Zmíňme jen krátce některé základní přístupy k tvorbě rovnic a tím i základu pro simulační model.

První z klasických přístupů částečně rezignuje na primární nelinearitu v popisu systému a využije linearizaci výchozích nelineárních bilančních rovnic v pracovním bodě a lineární náhrady nelineárních vztahů [8], [9]. Zaobírá se pak jen úzkým okolím pracovního bodu a jednotlivé veličiny jsou buď v přírůstcích, nebo vyjádřené jako poměrové vůči výchozímu stavu. Získané přenosové funkce a postup nutný k jejich nalezení svojí složitostí neodpovídají rozsahu možného použití. Při využití možností dnešní výpočetní techniky je zbytečné už od začátku ustupovat od nelineárního popisu. Přesto má lineární popis jistě své pevné místo při návrhu regulátorů, kde se ale dají více uplatnit ještě jednodušší vztahy. Zjednodušení musíme ale provádět s tou podmínkou, že alespoň v hlavních rysech zůstane zachována korespondence modelu a systému v dynamickém i statickém chování.

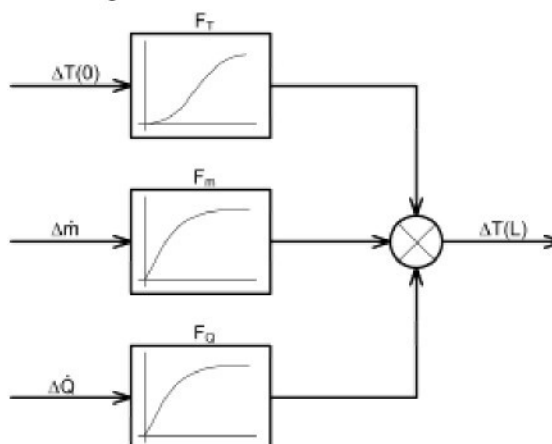
Druhý přístup [10], [11] se soustředí pouze na řízené tepelné výměníky (přehříváky a mezipřehříváky) a využívá experimentálně zjištěných skutečností o chování páry. Dynamiku každého řízeného tepelného výměníku lze rozdělit do tří základních skupin:

- a) reakce na změnu vstupní teploty ohřívaného média,
- b) reakce na změnu průtoku ohřívaného média,
- c) reakce na změnu teploty či průtoku teplotonosného média – změna dodávaného tepelného příkonu

Tyto základní reakce se pak aproximují jednoduchou lineární přenosovou funkcí. Dopad na změnu výstupní teploty je dán součtem jednotlivých účinků (obr. 1). Metoda založená na třech základních lineárních přenosových funkcích je využitelná především při standardním návrhu PID regulace. Přístup založený na koncepci několika známých přenosů pro definované děje má celou fázi volby řádu modelu, jejich parametrů a kalibrace založenou na předem známých a tabulkově či graficky popsáných závislostech nebo experimentálních odhadech. Tím se docílí relativně věrného tvaru dynamických odezev na standardní situace.

Obě výše zmíněné metody mají v podstatě stejné limity a stejný rádius použití. Hlavní omezení obou metod spočívá právě v linearizaci problému, čímž se bohužel omezuje použitelnost takového modelu jen na úzké okolí pracovního bodu. Simulační model se pak nedá (nebo jen obtížně) použít na simulaci chování tepelného výměníku/kotle v širším pásmu provozních parametrů. Navíc se vždy pracuje s modelem posunutým do pracovního bodu, takže vazba na reálné parametry je možná pouze prostřednictvím zpětného posunu. U popisů výměníků, pracujících s párou jako hlavním médiem, je okolí pracovního bodu vždy závislé na popisovaném výměníku, protože parametry páry (především hustota) se výrazně mění s teplotou i tlakem. Většina konstruovaných modelů se navíc soustředí pouze na ty typy tepelných výměníků, které jsou posléze zapojeny ve zpětných vazbách a řízeny, tedy na

přehříváky. Spojením takových modelů do sítě[12] lze dosáhnout relativně akceptovatelných výsledků i pro širší výkonové rozpětí.



Obr. 1: Blokové schéma tepelného výměníku (přehřívák)

Jakýmsi extrémem oproti lineárnímu popisu je popis tepelného výměníku jako systému s rozloženými parametry v jedné nebo více osách. Model, konstruovaný na základě takového přístupu, má vysokou míru shodnosti s reálem. Jeho použití v oblasti zjišťování dynamických vlastností větších celků může být však obtížnější třeba i z důvodů vysokých nároků na výkon počítače. Pro ověření a vývoj algoritmů řízení není tak rozsáhlá informace, kterou tento popis poskytne, vždy zcela využitelná. Pro řídicí obvod jsou plně postačující informace v místech, kde jsou měřicí čidla zapojená do zpětné vazby řídicího obvodu, tedy obvykle na vstupu do výměníku a na výstupu z výměníku. Rozložení parametrů v jedné ose (ve směru proudění) může být zajímavým startovním bodem pro tvorbu vhodného simulačního modelu [13].

Mezi oběma přístupy stojí nelineární popis systému se koncentrovanými parametry – globální bilance neizotermního systému [14], [15], [7], [16], [17]. Zde se dají využít výhody nelineárního popisu ke konstrukci modelu použitelného v širokém rozmezí vstupních hodnot. Model lze zkonstruovat tak, aby jeho výstupy byly informace právě z těch míst, kde jsou na reálném zařízení měřicí čidla a senzory. Navíc může model pracovat přímo v reálných fyzikálních veličinách a rozměrech jednotlivých veličin bez jakéhokoli posunu do pracovního bodu. Přesnost modelu je omezená výchozím řádem rovnic samotných globálních bilancí systému, což může být v některých případech značně limitující pro získání korektní dynamiky. Typickým představitelem této koncepce je Aström-Bellův model dynamiky bubnového kotle, přesněji bubnu s oběhovými trubkami [18]. V tomto modelu jsou použity právě základní myšlenky koncepce nelineárního popisu systému v reálných parametrech pomocí globálních bilančních rovnic. Pro dosažení reálnějších tvarů dynamických odezev jsou pak rovnice doplněny některými empirickými vztahy založenými na experimentech a zkušenostech.

4 Základní koncepce stavby modelu a předpoklady

4.1 Použité postupy

Postup prací by měl být koncipován ve směru od jednotlivých tepelných výměníků průtočného kotle až po spojení výměníků do kompletního modelu oběhu voda-pára v průtočném kotli, přičemž se maximálně využijí informace z technické dokumentace, statických výpočtů zkušenosti a znalosti technologů. K prvotnímu ověření správnosti chování vykonstruovaného modelu lze navíc použít již vyprojektovaný řídicí systém. Následně lze porovnat statické a dynamické vlastnosti zkonstruovaného modelu s omezeným množstvím naměřených dynamických odezev na obdobných zařízeních, které jsou k dispozici, případně s další dostupnou literaturou. Velmi přínosné a užitečné je využití zkušeností vývojových pracovníků, kteří verifikují dynamické chování modelu.

Pro vyřešení hlavního vytyčeného cíle práce, sestavení dynamického nelineárního simulačního modelu, byl zvolen přístup sestávající z kombinace několika metod. Jako základ je použit přístup přes globální rovnice neizotermního systému. Tyto rovnice obsahují všechny důležité parametry a informace o sledovaném médiu a popisují je v čase. Druhý přístup je založen na popisu tepelného výměníku jako systému s rozloženými parametry. Pojem rozložené parametry se v případě tepelných výměníků v kotli dá pro dosažení vytyčených cílů zjednodušit do popisu média v závislosti na čase a jedné polohové souřadnici. Vlastnosti páry, a tím i jedna z nejvýznamnějších nelinearit systému, jsou nedílnou součástí rovnic a při dynamických výpočtech je nezbytné je kontinuálně měnit v závislosti na aktuálním stavu. K tomu poslouží vhodná implementace tabulek páry, i když to s sebou může přinést jisté komplikace. Zkoušena a používána je i třetí varianta řešení daného problému, kterou lze označit jako jakousi kombinaci obou výše uvedených přístupů. Jedná se o využití globálních rovnic při délkovém rozložení výměníku na několik sériově řazených částí. To se ukázalo jako nezbytné právě pro dosažení potřebných a dostatečně pravdivých dynamických odezev na tepelných výměnících. Tímto přístupem již lze dosáhnout popisu systému s vyšším řádem a několikanásobnou časovou konstantou. Právě tato metoda popisu se ukázala jako klíčová a byla použita na většině výměníků.

Jako užitečné se jeví využít tabulek páry přímo při simulačních výpočtech. Tabulky páry existují v mnoha podobách od mnoha autorů a samotné vlastnosti páry jsou popsány a jsou jednotné i díky mezinárodní organizaci IAPWS [19]. Vzhledem k tomu, že cílem je simulační model, je potřeba vybrat takovou variantu tabulek páry, která umožní jednoduchý a rychlý přístup k potřebným vlastnostem páry v každém výpočetním kroku. To znamená zvolit pokud možno nějakou elektronickou verzi. Pro tvorbu simulačního modelu bylo zvoleno simulační prostředí programu Matlab Simulink. Jako velmi vhodné se ukázaly tabulky implementované do utility XSteam.m [20] a programový balík FluidProp [21].

4.2 Předpoklady pro použité metody zkoumání

Pro konstrukci modelu je nezbytné vyslovit předpoklady, za kterých se model konstruuje a kdy jsou simulační výsledky použitelné.

Předpoklad 1: *Matematicko-fyzikální analýza vychází z koncepce stavového popisu. Je volen popis pomocí základních hmotnostních a energetických bilancí v aplikaci s koncentrovanými parametry, rozloženými parametry nebo diskretizací rozložených parametrů ve směru proudění podle vhodnosti u jednotlivých typů výměníků.*

Jako základní stavební kámen matematicko-fyzikální analýzy, která je založena na stavovém popisu, lze použít Eulerovy rovnice neizotermního systému pro jednodimenzionální proudění trubicou [14], [22] ve tvaru

$$\frac{\partial \rho(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[p(t, z) \cdot F + \frac{\dot{m}^2(t, z)}{\rho(t, z)} \cdot \frac{1}{F} \right] = -\frac{1}{2} \cdot \zeta \cdot \frac{|\dot{m}(t, z)| \cdot \dot{m}(t, z)}{\rho(t, z)} \cdot \frac{1}{V}, \quad (2)$$

$$\frac{\partial u(t, z) \cdot \rho(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{m}(t, z) \cdot h(t, z)}{\partial z} = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{Q}(t, z)}{\partial z}. \quad (3)$$

První rovnice (1) představuje hmotnostní bilanci, druhá (2) momentovou rovnováhu a poslední (3) pak energetickou bilanci. Spolu se základním vztahem pro entalpii, který je znám z termodynamiky

$$u = h - \frac{p}{\rho}, \quad (4)$$

máme definovanou kompletní sadu rovnic, které jsou klíčem pro popis ohřívaného protékajícího média. Informace obsažené v těchto rovnicích jsou velmi komplexní a pro vyřešení problému hledání dynamiky média je vhodné přidat ještě některé zjednodušující předpoklady.

Předpoklad 2: *Vhodnost použití dané koncepce je vždy konfrontována s dostupnými daty [23] i vzájemným porovnáním simulačních výsledků modelů. Lze konstatovat, že model s rozloženými parametry je v pozici etalonu a další kroky vedou ke zjednodušení modelu (snížení řádu, ...) s co nejmenší ztrátou informace v oblasti dynamické odezvy a statického chování. Často je jako optimální přístup volena diskretizace rozložených parametrů ve směru proudění na několik (řádově jednotky) stejně dlouhých částí.*

Vzhledem k tvarovým dispozicím a způsobu pohybu ohřívané látky lze u rozložených parametrů vždy uvažovat o zjednodušení celého popisu pouze na rozložení ve směru proudění. Model založený na popisu systému s rozloženými parametry v prostoru by byl výpočtově značně náročný a získaná přesnost by šla na úkor rychlosti výpočtu, která je významným faktorem použitelnosti. Jako vhodná náhrada se může použít varianta sériového seřazení několika stejných částí výměníku, ke které lze dojít diskretizací popisu s rozloženými

parametry pro pevně zvolenou délku elementu nebo varianta používající globální rovnice neizotermního systému pro popis dynamiky teploty páry.

Předpoklad 3: Jsou zadány všechny potřebné konstrukční parametry všech zkoumaných tepelných výměníků (vnitřní a vnější průměr trubek, jejich počet, délka či přestupné plochy, materiál).

Předpoklad 4: Mezi trubkou a párou se uvažuje přenos tepla konvekci. Teplo předané spaliny do trubky je předem známé a definované pro jednotlivé výkonové hladiny. Přenos tepla vedením v rámci trubky se zanedbává.

S tepelnou výměnou souvisí i koeficient přestupu tepla. Existují způsoby, jak koeficient přestupu tepla mezi dvěma látkami (zde kovová trubka / pára či voda) zjistit numericky [4], daleko zajímavější je využít empirických metod a odhadnout přestupní koeficient pomocí tabulek či grafů [24].

Předpoklad 5: Koeficient přestupu tepla mezi trubkou a párou je závislý na rychlosti proudění daným výměníkem dle vzorce (5).

$$\frac{\alpha(t)}{\alpha_0} = \beta \cdot \left(\frac{\dot{m}(t)}{\dot{m}_0} \right)^{0,8}, \quad (5)$$

kde β je konstanta (experimentálně nalezená), platná pro popisovaný výměník.

Předpoklad 6: Každý tepelný výměník bude

- a) buď reprezentován pouze jednou trubkou. Všechny vstupy jsou přepočítány na jednu trubku. Počet trubek a jejich rozměry v každém výměníku jsou předem známy. Předpokládá se standardní kruhový průřez trubky a známá délka výměníku.
- b) nebo reprezentován svojí hmotností a velikostí teplosměnných ploch. Vstupy se pak nemusí přepočítávat. Výměník se uvažuje jako celek.

Co je potřeba při matematicko-fyzikální analýze a stavbě modelu rozlišovat, je vzájemný směr proudění.

Předpoklad 7: U všech tepelných výměníků spaliny-pára(voda) bude, není-li řečeno jinak, uvažováno kolmé proudění, kdy na každý délkový element trubky/výměníku připadá stejné množství dodaného tepelného příkonu.

Takový předpoklad je možné vyslovit právě tehdy, když je znám dodávaný tepelný příkon do každého výměníku, každé části kotle. V případě komplexnějšího řešení tepelného výměníku by se vzájemný směr proudění musel začít rozlišovat a brát v úvahu.

Předpoklad 8: Veškeré vstupní parametry do tepelného výměníku (teplota vstupující páry/vody, její průtok, její tlak a dodané teplo/tepelný příkon) jsou předem známé nebo vzniknou v rámci modelu jako výstupní parametry předchozího výměníku. Vstupní parametry jsou závislé na tepelném výkonu kotle a tato závislost je také předem daná.

Pro případ, že by tepelný příkon do výměníku nebyl předem znám, je nutné znát parametry ohřívací látky a řešit problém jako komplexní úlohu předání tepla spaliny-trubka-pára. Celý výpočet by se mírně zkomplikoval a zároveň by nebylo možné vyslovit předpoklad 5. Jak by se takový problém mohl řešit je v práci také naznačeno a řešeno v rámci výměníku typu trubka v trubce (biflux) na předávání tepla mezi vysokotlakou a středotlakou párou.

Předpoklad 9: *Tlakový úbytek je předem známý alespoň na jedné, lépe na dvou výkonových hladinách. Do modelu je poté implementován jako lineárně závislý na hladině tepelného výkonu a v případě potřeby, u soustavy s rozloženými parametry, jako lineární úbytek ve směru proudění. Výchozím bodem je tlak na vstupu do subsystému/výměníku či dané technologie. Časová změna tlaku se může zanedbat.*

Tlakové ztráty lze vyčíslit třeba na základě rovnice [24]

$$\Delta p_r = \int_0^L \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} dz, \quad (6)$$

kde je uvažována jak tlaková ztráta způsobená třením λ , tak se zde objevuje součinitel pro místní tlakové ztráty prouděním ζ . Při předpokladu konstantní rychlosti v celém výměníku i neměnnosti ostatních parametrů v rovnici (6), je předpoklad 9 (lineární úbytek tlaku se vzdáleností) oprávněný.

Jak již bylo zmíněno, primárním cílem je získat model, který pracuje v širokém rozmezí provozních parametrů bez nutnosti dalšího zásahu do modelu. Klíčem k řešení takového požadavku, je vhodná numerická implementace vlastností páry. Tím se zajistí odpovídající vlastnosti páry v každém výměníku a každém výpočetním kroku.

Předpoklad 10: *Termodynamické vlastnosti páry/vody jsou v každém simulačním výpočetním kroku počítány z tabulek vlastností páry/vody implementovaných do simulačního modelu.*

Závěrem dva předpoklady týkající se zpracování výsledků a jejich ověření.

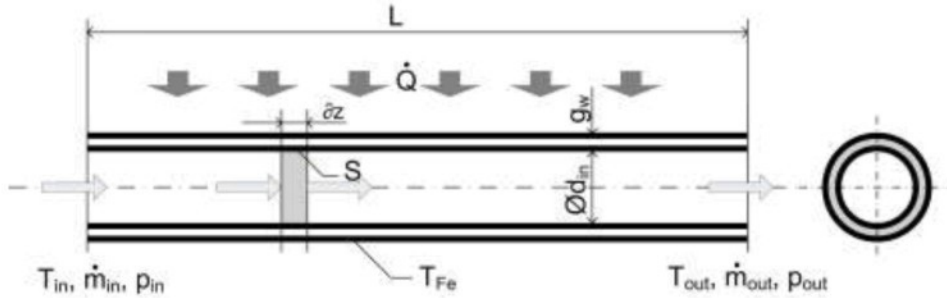
Předpoklad 11: *Parametrizace a kalibrace ve statické i dynamické oblasti je provedena na základě dodané technické dokumentace. Úprava dynamických vlastností modelu je nadále možná například přidáním dynamikou teplotních čidel, změnou velikosti přestupních koeficientů, aj.*

Předpoklad 12: *Simulační model musí umožnit a umožňuje provádět simulace jak otevřeného, tak uzavřeného obvodu. Pro základní ověření dynamických vlastností modelu bylo využito kompletního zapojení modelu, tedy celá VT část a celá ST část s řídicím obvodem VT části i řídicím obvodem ST části. Oba řídicí obvody mají standardně používanou strukturu (základem je kaskádová struktura).*

5 Teoretický rozbor

5.1 Rozložené parametry

První popisovaný přístup je založen na předpokladu, že se tepelný výměník popíše jako soustava s rozloženými parametry (obr. 2). Popis je založen na vhodné úpravě výchozích Eulerových rovnic (1) až (4). Pro jednoduchost vycházejme nejprve z hypotetického předpokladu, že postačí popsat dynamiku ohřívaného média bez interakce s trubicí. Samotný přestup tepla a dynamika trubky budou doplněny později. Trubka slouží jako zjednodušení celého výměníku i ve všech dalších úvahách (předpoklad 6a).



Obr. 2: Tepelný výměník a jeho interakce s trubicí

Uvažujme celkový dodaný tepelný příkon do média $\dot{Q}(t)$, který bude po celé délce trubky konstantně rozložen. Průřez trubek je malý a teplotní gradient, který vzniká v radiálním směru, se zanedbá. Teplota ohřívaného média bude v celém průřezu daného elementu konstantní. Z toho plyne, že lze uvažovat rozložení teploty jen ve směru proudění. Základní rovnice pak jsou Eulerovy rovnice (1) a (3). Vnitřní energii z rovnice (4) lze dosadit do rovnice (3) a dostaneme následující rovnici

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(t, z) \cdot h(t, z) - \frac{\partial p(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \frac{\partial}{\partial z} \dot{m}(t, z) \cdot h(t, z) = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z). \quad (7)$$

Rovnice pro hmotnostní a energetickou bilanci média musí platit současně. Pokud se z rovnice hmotnostní bilance (1) dosadí časová derivace hustoty do rovnice energetické bilance (3) a použije se předpokladu zanedbatelné časové derivace tlaku, dostaneme rovnici popisující časovou změnu entalpie

$$\frac{\partial h(t, z)}{\partial t} = - \frac{\dot{m}(t, z)}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial h(t, z)}{\partial z} + \frac{1}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z). \quad (8)$$

Rovnici (8) nyní diskretizujeme pro $\partial z = \Delta z = L/n$ a řešíme pro celou trubku, tedy $i = 1 \dots n$. Výsledkem bude soustava n rovnic pro každou část trubky, kde hledanou stavovou proměnnou bude vždy entalpie. Předpokládejme, že průtok bude po celé délce trubky neměnný. To odpovídá též situaci, kdy $\partial \dot{m} / \partial z = 0$. Neboli

$$\dot{m}(t, z) = \dot{m}(t) \quad \& \quad \rho(t, p, z) = \rho(p, z) = \rho(p). \quad (9)$$

Předpokládejme navíc konstantní délkovou hustotu dodaného tepelného příkonu po celé teplosměnné ploše, resp. v celé délce trubky (10).

$$\dot{Q}(t, z) = \dot{Q}(t) = \dot{q}(t) \cdot L. \quad (10)$$

Po diskretizaci dostáváme soustavu rovnic ve vektorovém tvaru

$$\frac{d\mathbf{h}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Gamma}(\rho, t) \cdot \mathbf{h}(t) + \dot{q}(t) \cdot \frac{L}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Psi}(\rho, t) + \mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{h_0(t)}{\rho_1(t)}, \quad (11)$$

kde:

$$\mathbf{h}(t) = \begin{bmatrix} h_1(t) \\ h_2(t) \\ \dots \\ h_n(t) \end{bmatrix}, \mathbf{\Gamma}(t) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\rho_1(p_1)} & 0 & \dots & \dots & 0 \\ \frac{1}{\rho_2(p_2)} & -\frac{1}{\rho_2(p_2)} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & \frac{1}{\rho_n(p_n)} & -\frac{1}{\rho_n(p_n)} \end{bmatrix}, \mathbf{\Psi}(t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1)} \\ \frac{1}{\rho_2(p_2)} \\ \dots \\ \dots \\ \frac{1}{\rho_n(p_n)} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{\Omega} = [1 \ 0 \ \dots \ 0]^T.$$

Poslední část rovnice (11)

$$\mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \Delta z} \cdot \frac{h_0(t)}{\rho_1(t)} \quad (12)$$

je vektor okrajových podmínek, za kterých se děj odehrává. Vyjadřuje parametry páry vstupující do výměníku (trubky). Tyto parametry se samozřejmě mohou v čase měnit.

Pozn.: Pokud by se předpokládal obecný průběh tepelného toku podél trubky, pak se v podstatě pouze změni vektor $\mathbf{\Psi}(t)$ na diagonální matici.

Díky znalosti entalpie v každém časovém okamžiku a ve všech sledovaných řezech trubky, lze spočítat teplotu protékaného média v trubce $T = T(t, h, p, z)$. Rovnice (11) má jako stavovou proměnnou entalpii. V některých aplikacích je vhodné uvažovat o teplotě jako stavové proměnné, protože ji lze téměř vždy měřit. Jeden z možných přepočtů, který vede k teplotě jako stavové proměnné, je založen na důsledku 1. zákona termodynamiky ve tvaru

$$d\mathbf{h} = c_p \cdot dT. \quad (13)$$

Rovnici dynamiky ohřivaného média (8) pak lze, při zachování výše uvedených předpokladů a po diskretizaci ve směru proudění, přepsat do tvaru

$$\frac{d\mathbf{T}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Gamma}(\rho, t) \cdot \mathbf{T}(t) + \dot{q}(t) \cdot \frac{L}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Psi}_c(\rho, c_p, t) + \mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}, \quad (14)$$

kde $\mathbf{T}(t) = [T_1(t) \ T_2(t) \ \dots \ T_n(t)]^T$ a

$$\mathbf{\Psi}_c(\rho, c_p, t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1) \cdot c_{p1}(p_1)} & \frac{1}{\rho_2(p_2) \cdot c_{p2}(p_2)} & \dots & \frac{1}{\rho_n(p_n) \cdot c_{pn}(p_n)} \end{bmatrix}^T$$

jsou $\mathbf{T}$ vektor teplot ohřivaného média v jednotlivých řezech a pozměněný vektor $\mathbf{\Psi}$ přidáním proměnné měrné tepelné kapacity v závislosti na poloze řezu (tím i tlaku).

Nyní uvažujme navíc i dynamiku trubky. Materiálové vlastnosti trubky jsou předem známe. Celý proces předání tepla tedy nyní zobecníme přidáním dalšího ohřívaného celku – kovové trubky. Trubka bude mít samozřejmě vliv na rychlost dynamických změn teploty proudícího média.

Dynamiku trubky můžeme zapsat jako

$$\frac{dT_{Fe}(t, z)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{dodané}(t, z) - \dot{Q}_{odevzdané}(t, z)), \quad (15)$$

kde $m_{Fe} = \rho_{Fe} \cdot \pi \cdot d_s \cdot g_{Fe} \cdot L$ a $d_s = \frac{1}{2} \cdot (d_{in} + g_{Fe})$

a musí platit pro každý element trubky. Dodaný tepelný příkon, stejně jako v předešlém případě, je konstantní po celé délce trubky, což může odpovídat příčnému proudění. Odevzdané teplo bude nyní určitě závislé na teplotách obou vzájemně se dotýkajících médií a na přestupním koeficientu mezi nimi.

$$\dot{Q}_{odevzdané}(t, z) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot \Delta T(t, z) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t, z) - T(t, h, p, z)), \quad (16)$$

kde $S = \pi \cdot d_{in} \cdot L$ je teplosměnná plocha celé trubky.

Rovnice teplotní dynamiky trubky (15) po dosazení odevzdaného tepla (16) bude možné psát ve tvaru

$$\frac{dT_{Fe}(t, z)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t, z) - T(t, h, p, z))). \quad (17)$$

Dále se musí zajistit interakce mezi trubkou a ohřívaným médiem i v rovnici teplotní dynamiky ohřívaného média. V rovnici (8) se jedná o tepelný příkon dodaný ohřívanému médiu $\dot{Q}(t)$, který bude nyní počítán z rovnice (17). Při dosazování do rovnic je samozřejmě výhodnější mít jako stavovou proměnnou teplotu. Po dosazení (13) do (8) a současném vyčíslení přijatého tepelného příkonu (16), bude mít energetická bilanční rovnice nakonec podobu

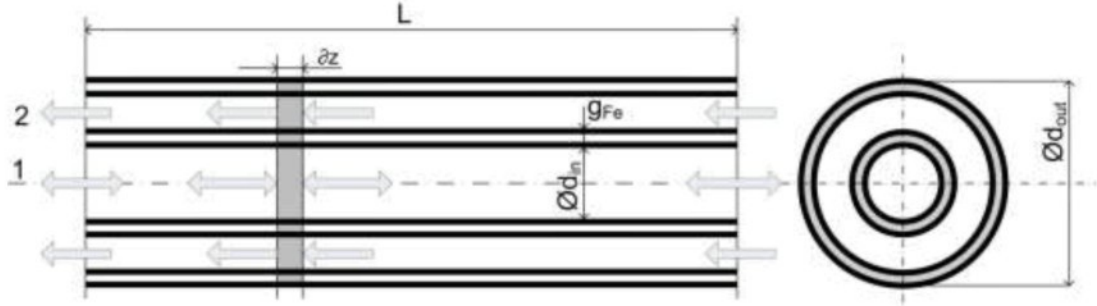
$$\begin{aligned} \frac{dT(t)}{dt} = & \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \Gamma(\rho, t) \cdot T(t) + \frac{\alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in}}{F} \cdot \Psi_c^*(\rho, c_p, t) \cdot (T_{Fe}(t) - T(t)) + \\ & + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}, \end{aligned} \quad (18)$$

$$\text{kde } \Psi_c^*(t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1) \cdot c_{p1}(p_1)} & 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho_2(p_2) \cdot c_{p2}(p_2)} & \cdot & \cdot & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & \cdot & \cdot & \frac{1}{\rho_n(p_n) \cdot c_{pn}(p_n)} \end{bmatrix}.$$

Kompletní popis dynamiky ohřívaného média a trubky, tedy celého výměníku, sestává ze soustavy diferenciálních rovnic (18) a (17). Tato soustava rovnic je nezávislá na skupenství

ohřívání média, ba dokonce je schopna počítat se skupenskou změnou v trubce. Toho se dá výhodně použít u výparníku, kdy na vstupní straně je voda a na výstupu je již pára.

Vnější interakce trubky se spaliny může být, pokud začneme rozlišovat vzájemný směr proudění, značně komplikovanější na popis. Uvažujme tedy přidání další, vnější interakce trubky se spaliny, či jiným zdrojovým médiem. Důsledky směru proudění jsou ukázány na výměníku typu trubka v trubce, kde zdrojem energie je médium ve vnitřní trubce a odběratelem médium ve vnější trubce. Uvažujme tedy tepelný výměník dle obr. 3.



Obr. 3: Tepelný výměník typu trubka v trubce

Samozřejmě i zde musí platit základní bilance a to pro obě média. Uvažujme částečné zjednodušení, že tlak, hustota a měrná tepelná kapacita jsou v celé trubce stejné, tedy nezávislé na vzdálenosti od počátku z . Pro protiproudý výměník pak lze zapsat energetické bilance (po diskretizaci ve směru proudění) obou médií a teplotní dynamiku trubky ve tvaru:

Bilance vnitřního média

$$\frac{dT_{1i}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}_1(t) \cdot N}{V_1 \cdot \rho_1} \cdot (T_{1(i+1)}(t) - T_{1i}(t)) + \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fei}(t) - T_{1i}(t)) \quad (19)$$

Bilance vnějšího média

$$\frac{dT_{2i}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}_2(t) \cdot N}{V_2 \cdot \rho_2} \cdot (T_{2(i-1)}(t) - T_{2i}(t)) + \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fei}(t) - T_{2i}(t)) \quad (20)$$

Bilance trubky

$$\frac{dT_{Fei}(t)}{dt} = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_{1i}(t) - T_{Fei}(t)) + \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_{2i}(t) - T_{Fei}(t)) \quad (21)$$

kde $N = L / \Delta z$ je počet dílků, na které se trubka (výměník) rozdělí.

Zapišme nyní rovnice v přehlednějším, maticovém tvaru. Necht' $A_1 = \frac{\dot{m}_1(t) \cdot N}{V_1 \cdot \rho_1}$,

$$A_2 = \frac{\dot{m}_2(t) \cdot N}{V_2 \cdot \rho_2}, B_1 = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1}, B_2 = \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2}, C_1 = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \text{ a } C_2 = \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}.$$

Rovnice zapsané maticově mají tvar

$$\frac{d\mathbf{T}_1(t)}{dt} = \begin{bmatrix} -A_1 - B_1 & A_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & -A_1 - B_1 & A_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & -A_1 - B_1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_1(t) + B_1 \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t) + A_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ T_{1in} \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\frac{d\mathbf{T}_2(t)}{dt} = \begin{bmatrix} -A_2 - B_2 & 0 & \dots & 0 \\ A_2 & -A_2 - B_2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & & 0 \\ 0 & \dots & 0 & A_2 & -A_2 - B_2 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_2(t) + B_2 \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t) + A_2 \cdot \begin{bmatrix} T_{2in} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\frac{d\mathbf{T}_{Fe}(t)}{dt} = C_1 \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_1(t) + C_2 \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_2(t) - (C_1 + C_2) \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t), \quad (24)$$

kde $\mathbf{E}$ je jednotková matice.

V případě souproudu bude rozdíl pouze v rovnici pro první médium. Místo indexu $i+1$ se u teploty objeví index $i-1$ jakožto reprezentace opačného proudění a okrajová podmínka pro vstupní teplotu bude pak na prvním a ne na posledním dílu.

Takový popis se po drobných úpravách dá velmi výhodně použít i pro jiné situace než jen vzájemné předávání tepelné energie mezi dvěma párami.

5.2 Globální bilance

Jednou za základních forem popisu dynamiky tepelných výměníků jsou globální bilance na hmotě, energii a momentu [14]. Globální rovnice jsou jednoduchou formou popisu dynamiky, mají však svá omezení v použitelnosti při modelování. Jejich hlavní nevýhodou může v mnoha případech být až přílišné zjednodušení celého problému. V případě globálních bilancí se uvažuje situace, kdy je možné chování a popis vystupujícího média nahradit chováním média v celém sledovaném objemu. Provádí se tedy bodová náhrada celého výměníku s tím, že se sleduje chování celého objemu jako jediného bodu. Komplikace s globálními bilancemi nastávají při uvažování kompletní energetické výměny spaliny-trubka-pára nebo pára-trubka-pára, pakliže se jedná o protiproudé proudění. V takovém případě jsou globální rovnice jen těžko použitelné a výsledky je třeba korigovat.

Globální bilance lze odvodit několika způsoby. Jednou z možností je využít již uvedené rovnice popisující systém s rozloženými parametry a provést integraci po celé délce výměníku. Pro hmotnostní bilanci (1) tak musí platit

$$F \cdot L \frac{d\rho(t)}{dt} = V \frac{d\rho(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t). \quad (25)$$

Objem V značí nyní objem celého sledovaného prostoru, přesněji média v něm. Závislost hustoty je nyní pouze na čase! Předpokladem globálních bilancí je, jak bylo uvedeno, že veličiny se s prostorovou souřadnicí nemění.

Podobným způsobem je možné zapsat i energetickou bilanci, která může být odvozena z (3) integrací přes celou délku trubky

$$V \cdot \frac{d}{dt}(\rho(t) \cdot u(t)) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t). \quad (26)$$

Pro jakoukoli další práci je vhodné rovnice upravit. Veličinou, která je vždy sledována, je teplota. Proto je vhodné rovnice upravit tak, aby byla teplota přímo stavovou sledovanou veličinou. Upravme nejprve hmotnostní bilanci (25).

$$V \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t). \quad (27)$$

Energetickou bilanci (26) lze upravit obdobně. Po úpravě a vzájemném dosazení

$$V \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t). \quad (28)$$

Nyní je v rovnici jen jediná neznámá a to teplota média. Dodávané teplo je jednou z akčních veličin a může se během výpočtu měnit. Problémy by mohly nastat s hustotou a entalpií vystupujícího média (média ve sledovaném objemu V). Vlastnosti páry jsou však takové, že pokud máme dvojici veličin, máme i všechny ostatní. V tomto případě je známou dvojicí vypočítávaná teplota a známý tlak.

Uvažujme dále interakci ohřívajícího média s okolím, v případě výměníků s trubicí. Taková interakce se v rovnicích projeví změnou v dodávaném teple. Pro trubku musí platit energetická rovnováha (úprava rovnice (15))

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \dot{Q}_{dodané}(t) - \dot{Q}_{odevzdané}(t). \quad (29)$$

Tepelný výkon odevzdaný z trubky do ohřívajícího média lze dále vyčíslit jako

$$\dot{Q}_{odevzdané}(t) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)). \quad (30)$$

Zapišme tedy kompletní soustavu rovnic, které zachytí dynamiku ohřívajícího média i trubky.

$$V \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)) \quad (31)$$

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)) \quad (32)$$

5.3 Sériové řazení globálních rovnic pro jeden výměník

Obě výše uvedené metody mají jisté nevýhody. V případě rozložených parametrů je hlavní nevýhodou výpočetní náročnost, případně pro simulaci velké množství diferenciálních rovnic. U koncentrovaných parametrů je nevýhodou zase nepřesná dynamika a velmi omezené možnosti v případě protiproudých výměníků.

Uvažujme trubkový tepelný výměník, kterým protéká kapalina (voda/pára) a který získává teplo prostřednictvím rovnoměrně dodaného tepelného příkonu. Dále rozdělme tento výměník na jednotlivé trubky, které jsou již beztak konstrukčně paralelně řazené, a zabývejme se pouze jednou trubicí. Tu ještě dále rozdělme na n stejně dlouhých úseků. Informace, kterou hledáme je samozřejmě výstupní teplota z výměníku neboli teplota posledního úseku jedné trubky/výměníku. Pro jeden úsek trubky musí platit bilanční rovnice

tepelného výměníku (31) a (32), případně pro celou trubku bilance v rozložených parametrech po diskretizaci (18), (17). Provedeme navíc náhradu prostorově závislé hustoty a měrné tepelné kapacity jejich průměry (zjednodušující předpoklad)

$$\bar{\rho} = \frac{1}{2} \cdot (\rho_{in} + \rho_{out}), \bar{c}_p = \frac{1}{2} \cdot (c_{p_{in}} + c_{p_{out}}). \quad (33)$$

Rovnice dynamiky tepelného výměníku (17) a ohřivaného média (18) budou tedy

$$\frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in} \cdot L \cdot (T_{Fe}(t) - T(t))) \quad (34)$$

$$\frac{dT(t)}{dt} = -\frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \Gamma^* \cdot T(t) + \frac{\alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in}}{F \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p} \cdot (T_{Fe}(t) - T(t)) + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_{in}(t)}{\rho_{in}(t)} \quad (35)$$

$$\text{kde } \Delta z = L/n, m_{Fe} = \rho_{Fe} \cdot \pi \cdot d_s \cdot g_{Fe} \cdot L \text{ a } \Gamma^*(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & . & . & 0 \\ -1 & 1 & 0 & . & 0 \\ 0 & . & . & . & . \\ . & . & . & . & 0 \\ 0 & . & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}.$$

5.4 Stavový popis

Na základě výše uvedených rovnic (35) a (34) lze zkonstruovat stavový popis tepelného výměníku. Stavový popis je užitečný jak pro linearizaci, která se dá využít při návrzích regulátorů, tak při samotné simulaci a konstrukci simulačních schémat i při návrzích řídicích algoritmů. Vyjděme ze základního tvaru stavového popisu pro nelineární systém (37) a (38), kde volme stavový vektor jako teploty média a teploty trubky

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} T(t) \\ T_{Fe}(t) \end{bmatrix}_{2 \times n \times 1} \quad (36)$$

Stavový popis uvažujeme tedy v základním tvaru

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \quad (37)$$

$$\mathbf{y}(t) = g(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))$$

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \delta \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \delta \mathbf{u}(t) \quad (38)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \delta \mathbf{x}(t)$$

kde δx a δu označuje přírůstek stavového vektory a buzení a

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{x}} \right|_0, \mathbf{B} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{u}} \right|_0. \quad (39)$$

Vektor buzení by měl obsahovat všechny možné vstupy, které se mohou cíleně měnit. Vektor vstupů $\mathbf{u}(t)$ bude muset obsahovat vstupní teplotu, dodaný tepelný příkon a průtok

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} T_{in} \\ \dot{Q}_{dodané} \\ \dot{m} \end{bmatrix}. \quad (40)$$

Pokud označíme postupně dle (40) $u_1 = T_0, u_2 = \dot{Q}, u_3 = \dot{m}$, rovnici (35) označíme jako funkci f_1 , rovnici (34) jako funkci f_2 a první část stavového vektoru (teploty média uvnitř) jako x_1 a druhou, zbývající část (teploty trubky) jako x_2 , pak lze (39) rozepsat i takto

$$\mathbf{A} = \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{x}} \bigg|_0 = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix} \bigg|_{T(0), T_{Fe}(0)}, \quad \mathbf{B} = \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{u}} \bigg|_0 = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} & \frac{\partial f_2}{\partial u_2} & \frac{\partial f_2}{\partial u_3} \end{bmatrix} \bigg|_{T_0, \dot{Q}_0, \dot{m}_0} \quad (41)$$

Stavové matice se pak dají zapsat takto

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ \underbrace{\hspace{1cm}}_{1 \times n} & \underbrace{\hspace{1cm}}_{1 \times n} \end{bmatrix} \quad (42)$$

$$\mathbf{A}_{11} = \begin{bmatrix} -a_1 - a_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & -a_1 - a_2 & 0 & & \\ 0 & a_1 & -a_1 - a_2 & & \\ \dots & & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_1 & -a_1 - a_2 \end{bmatrix}_{n \times n}, \quad \mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} a_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_2 & & \dots \\ \dots & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_2 \end{bmatrix}_{n \times n},$$

$$\mathbf{A}_{21} = \begin{bmatrix} a_3 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_3 & & \dots \\ \dots & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_3 \end{bmatrix}_{n \times n}, \quad \mathbf{A}_{22} = -\mathbf{A}_{21}, \quad \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} a_1^* & 0 & -a_5 \\ 0 & 0 & -a_5 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & -a_5 \end{bmatrix}_{n \times 3}, \quad \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & a_4 & 0 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & a_4 & 0 \end{bmatrix}_{n \times 3}.$$

Jednotlivé konstanty v maticích jsou pak rovny

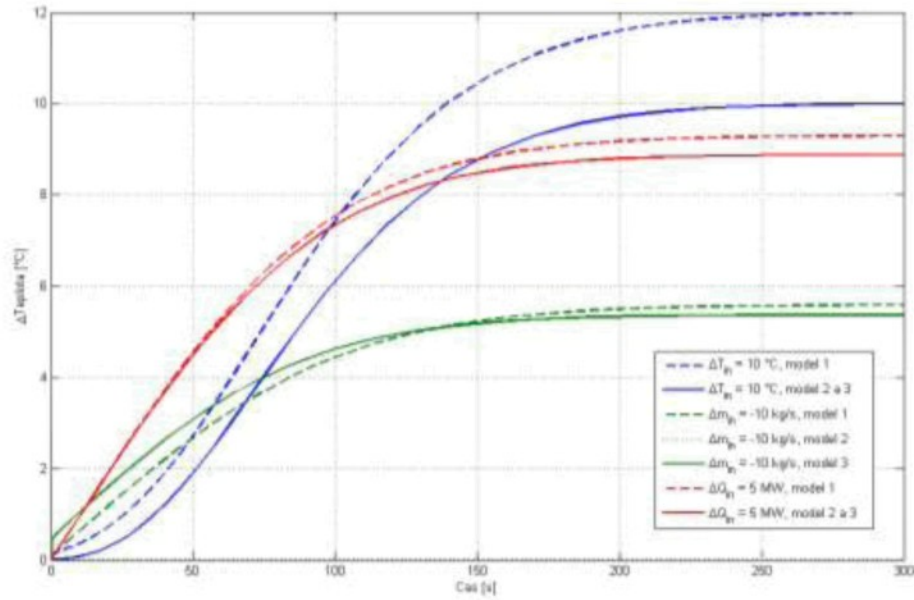
$$a_1 = \frac{\dot{m}_{in}}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}}, \quad a_1^* = \frac{\dot{m}_0}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}}, \quad a_2 = \frac{\pi \cdot d_m \cdot \alpha}{F \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p}, \quad a_3 = \frac{\alpha \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_w \cdot c_{Fe}},$$

$$a_4 = \frac{1}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_w \cdot c_{Fe} \cdot \pi \cdot L}, \quad a_5 = \frac{\Delta T(0)}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}}, \quad \Delta T(0) = T_i(0) - T_{i-1}(0), \text{ pro } i = 1 \dots n.$$

Obr. 4 ukazuje reakce různých modelů na skokové změny akčních veličin. Jednotlivé modely jsou popsány v tab. 1. Z grafu je zřejmé, že dynamické odezvy na skoky akčních veličin jsou na popisu téměř nezávislé a linearizace jejich tvar příliš nemění. Větší změny jsou v zesíleních u jednotlivých reakcí, kde se již výrazně projevuje vliv linearizace.

Tb 1: Typy modelů použitých v simulaci

Model číslo	Model
1	Nelineární model zkonstruovaný dle rovnic (35) a (34)
2	Model vytvořený ze stavového popisu (lineární – neuvažuje se změna průtoku)
3	Model vytvořený ze stavového popisu (linearizovaný), rovnice (37) až (42)



Ø 4: Porovnání reakcí různých modelů na skokové změny vstupů

5.5 Lineární popis pomocí přenosových funkcí

Konstrukce simulačního modelu bývá velmi často spojena s různě formulovanými požadavky z oblasti řízení systémů. Mnoho metod návrhu regulátorů potřebuje pro svoji metodiku výpočtu lineární model regulované soustavy. Klíčové jsou přenosy mezi změnou průtoku a výstupní teplotou, změnou vstupní teploty a výstupní teplotou, nakonec pak mezi změnou dodaného tepelného příkonu a výstupní teplotou. Všechny tři přenosy lze získat ze stavového popisu (38). Obecně lze konstatovat, že přenosy se dají určit ze stavového popisu přímo po jeho převodu do Laplaceových obrazů.

$$\begin{aligned} \mathcal{L} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) \end{bmatrix} &\triangleq \begin{bmatrix} \mathbf{X}(s) \cdot s = \mathbf{A} \cdot \mathbf{X}(s) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{U}(s) \\ \mathbf{Y}(s) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{X}(s) \end{bmatrix} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\mathbf{Y}(s)}{\mathbf{U}(s)} = \mathbf{C} \cdot (s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1} \cdot \mathbf{B} \end{aligned} \quad (43)$$

Pro dynamickou odezvu je velmi významný jmenovatel přenosů, tedy $\det(s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A})$, a poloha pólů. Determinant je možný obecně zapsat jako

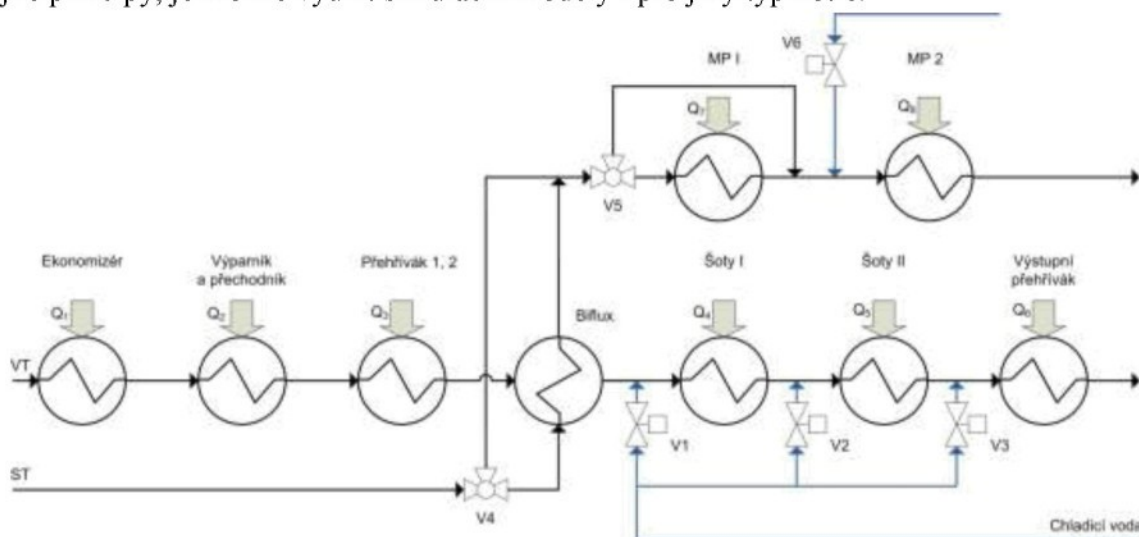
$$\det(s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A}) = (s^2 + s \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3)^n. \quad (44)$$

Obecné vyčíslení všech přenosů z výše uvedené rovnice (43) je velmi obtížné a je nezbytné využít softwarové podpory některého z výpočetních nástrojů.

6 Simulační modely reálné subsystémy oběhu voda-pára

6.1 Systém výroby páry v průtláčném kotli

Celý technologický celek přehřívání a přihřívání páry v průtláčném kotli sestává z několika oddělitelných subsystémů, které lze popsat a modelovat samostatně. Oběh voda-pára v průtláčném kotli může být realizován různými způsoby. Popsáno je řešení konkrétního řazení tepelných výměníků dle obr. 5 a simulační modely jednotlivých prvků. Vzhledem k tomu, že i při jiných konstrukčních uspořádáních se opakují ty samé výměníky a používají stejné principy, je možné využít simulační modely i pro jiný typ kotle.



D 5: Základní strukturální schéma modelu výroby a ohřevu páry

Řešený oběh voda-pára se dá rozdělit na tři části, které mají z hlediska technologie oddělené působení. První částí jsou neregulované tepelné výměníky: ekonomizér, výparník s přechodníkem a první přehříváky. Další částí je protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (biflux), který lze na VT páře řadit stále k neregulované části. Tento tepelný výměník zajišťuje výměnu tepla mezi VT a ST párou a je umístěn zcela mimo topeniště. Posledním technologickým úsekem VT části jsou regulované části – šoty I, šoty II a výstupní přehřívák, kde každému z těchto tepelných výměníků je předřazen samostatný regulační orgán – vstříkový ventil. Samostatnou částí je celý okruh přihřívání (ST pára). V tomto konkrétním případě je složen z bifluxu, vstupního a výstupního mezipřehříváku. Řízení výstupní teploty je zde založeno na ovládání tří ventilů. První je již zmiňovaný obtok bifluxu, resp. jeho trojcestný ventil, druhý je ventil obtoku vstupního mezipřehříváku a poslední je vstříkovací ventil před výstupním mezipřehřívákem.

Z uvedeného výčtu základních technologických částí je zřejmé, že kromě mnoha tepelných výměníků, jejichž modely je třeba vytvořit, je potřeba se zamyslet a realizovat vhodný model i pro směšování páry z obtoku, případně páry s vodou vstříkem.

6.2 Technika modelování

V případě provozu modelu kotle lze zjednodušeně konstatovat, že vstupem do každého výměníku je pára o třech klíčových vlastnostech – teplota, průtok, tlak a velikost tepelného příkonu. Tyto čtyři parametry spolu úzce souvisí. Model musí tedy respektovat jejich změny a být schopen akceptovat, že výstup z jednoho výměníku se stává vstupem do dalšího. Pokud se hovoří o provozu kotle, mluví se i o „výkonové hladině“. Výkonovou hladinu lze chápat, z hlediska modelování, jako uspořádanou čtveřici [teplota, průtok, tlak, tepelný příkon], která je závislá na jednom vstupním parametru a s ním se každý z parametrů spojitě mění. Zároveň se však podle výkonové hladiny definuje aktuální tepelný výkon celého kotle a je známý i vztah mezi tepelným výkonem kotle a požadovaným množstvím elektrické energie na výstupu generátoru od turbíny. Celý model a všechny výměníky se tak dají nastavovat pomocí jediného parametru do právě popisovaného provozního režimu. Předpokládejme, že se všechny veličiny na vstupu do kotle (vstup do ekonomizéru), tedy ty, co jsou závislé na výkonové hladině, budou měnit lineárně s výkonovou hladinou.

V teoretické části bylo uvedeno několik metod a rovnic, které se dají využít při konstrukci simulačních modelů tepelných výměníků kotle. Tato část je soustředěna na popis jednotlivých výměníků průtočného kotle, především pak jejich simulačních modelů a rovnic, které se pro daný výměník dají využít či jsou zvoleny jako optimální.

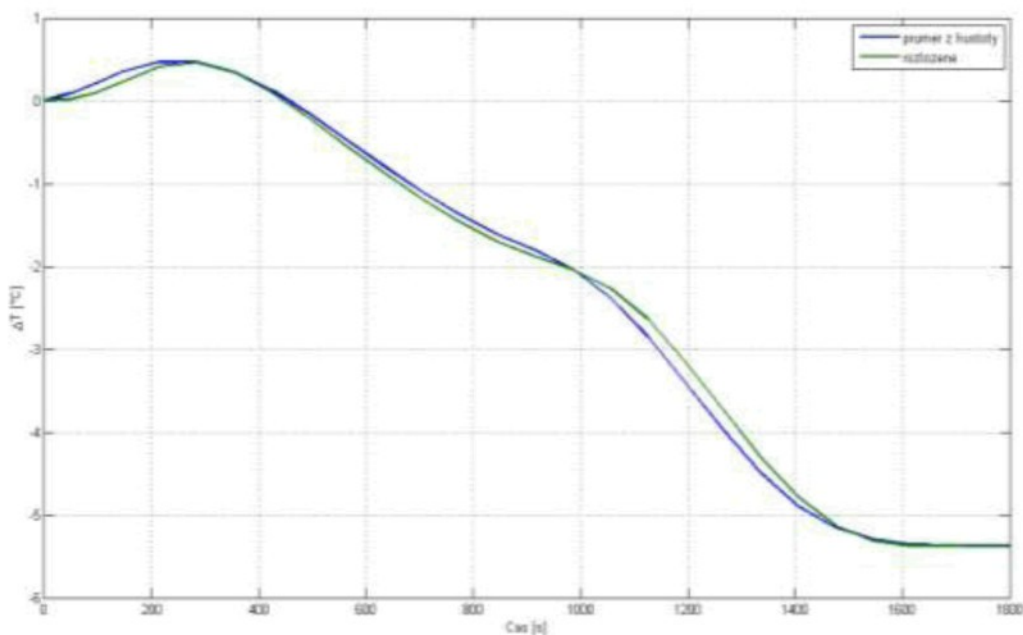
6.3 Neregulovaná část

Dá se konstatovat, že celá neregulovaná část je v podstatě jedinou částí celého oběhu, kde by mohly být nasazeny globální bilanční rovnice. Dynamika této části není až tak významným faktorem pro řídicí systém, i když vliv na další části systému prostřednictvím měnící se výstupní teploty samozřejmě má. Jediná chyba, která by se do modelu vnesla, by pak byla v dynamice. Na druhou stranu, především v ekonomizéru a výparníku, prochází voda/pára velmi radikálními změnami a to se projeví na hustotě a měrné tepelné kapacitě. Tyto parametry se ve výměnících významně mění a vyvíjejí. Jako optimální byl tedy volen buď popis pomocí metody s rozloženými parametry nebo pomocí metody s rovnoměrným dělením jedné výměníkové trubky a následnou serializací.

6.3.1 Ekonomizér

Voda v ekonomizéru neprochází příliš dramatickými změnami hustoty ani měrné tepelné kapacity a jejich rozložení je přibližně lineární v závislosti na vzdálenosti od počátku trubky. I proto bylo upuštěno od myšlenky používat model s rozloženými parametry. Výpočetní náročnost není adekvátní získané informaci. Pro dostatečný popis se dá použít postup s rozložením výměníku na několik stejných částí, kde významné parametry páry jako hustota a měrná tepelná kapacita se uvažují jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní hodnoty pro celou trubku. Pro popis dynamiky výměníku tak byly použity rovnice popisující dynamiku páry (35) a dynamiku trubky (34). Zajímavé je srovnání rozdílů mezi výsledky ze simulací při použití výše zmíněného postupu a modelu založeného na rozložených parametrech. Pro

porovnání obou přístupů byla, mimo jiné, zvolena trendová změna¹ výkonové hladiny (za 100 % na 70 %). Rozdíl mezi oběma modely je téměř neznatelný (obr. 6). Především na základě tohoto simulačního výsledku lze konstatovat, že model, který využívá rozložení výměníku na několik stejných částí a uvažuje průměr mezi vstupní a aktuální výstupní hustotou a měrnou tepelnou kapacitou, je, minimálně v případě ekonomizéru, zcela použitelný. Odchylka v dynamice není nikterak velká.



Obrazek 6: Vývoj teploty za ekonomizérem při trendové změně tepelného výkonu ze 100 % na 70 % – porovnání modelu s rozloženými parametry a modelu s průměrem hustot

6.3.2 Výparník

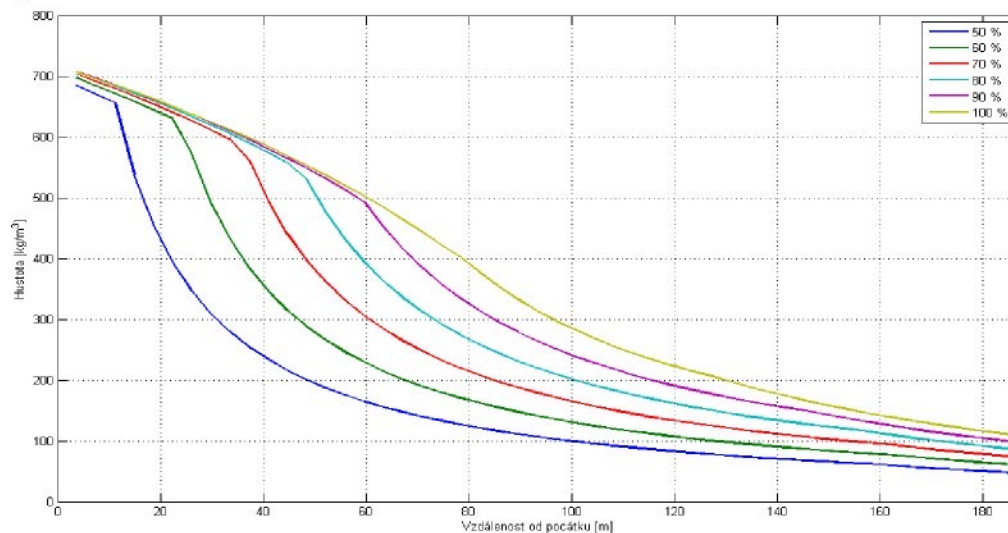
Hlavním úskalím při konstrukci dynamického modelu výparníku může být fakt, že právě ve výparníku dochází ke změně fáze z kapalně na plynnou. S touto změnou je spojena i velmi výrazná změna fyzikálních vlastností protékajícího média (hustota, entalpie, měrná tepelná kapacita na rozdíl od velmi malé změny teploty). Je zřejmé, že použití globálních bilančních rovnic by bylo problematické, přesto realizovatelné. Přijatelnější možností bude dozajista popis výparníku v rozložených parametrech, protože tak dostaneme nejpřesnější statické i dynamické vlastnosti výměníku. Navíc lze sledovat vývoj hustoty a pozici pásma odpařování. Pokud by se použily globální bilance, měl by se výparník rozdělit na dvě části. Každá část by měla proměnný objem a každá by zastupovala vlastnosti jednoho ze stavů – kapalina a plyn. Jestliže se však využijí tabulky vlastností páry a hustota i další parametry se nechají při simulaci proměnné, pak je takové oddělení bezpředmětné a lze použít základní globální bilance (31) a (32).

Namísto globálních bilancí pro každé skupenství je upřednostněn model, který je schopen popsat rozložení teplot v řezech trubky – výchozí model s rozloženými parametry je diskretizován v ose směru proudění z . Ve výchozích rovnicích pro hmotnostní (1) a energetickou bilanci (18) a (17) je tedy skutečně potřeba uvažovat prostorovou změnu a

¹ Použitá trendová změna je technology definována jako 50% změna tepelného výkonu za 26,5 minuty.

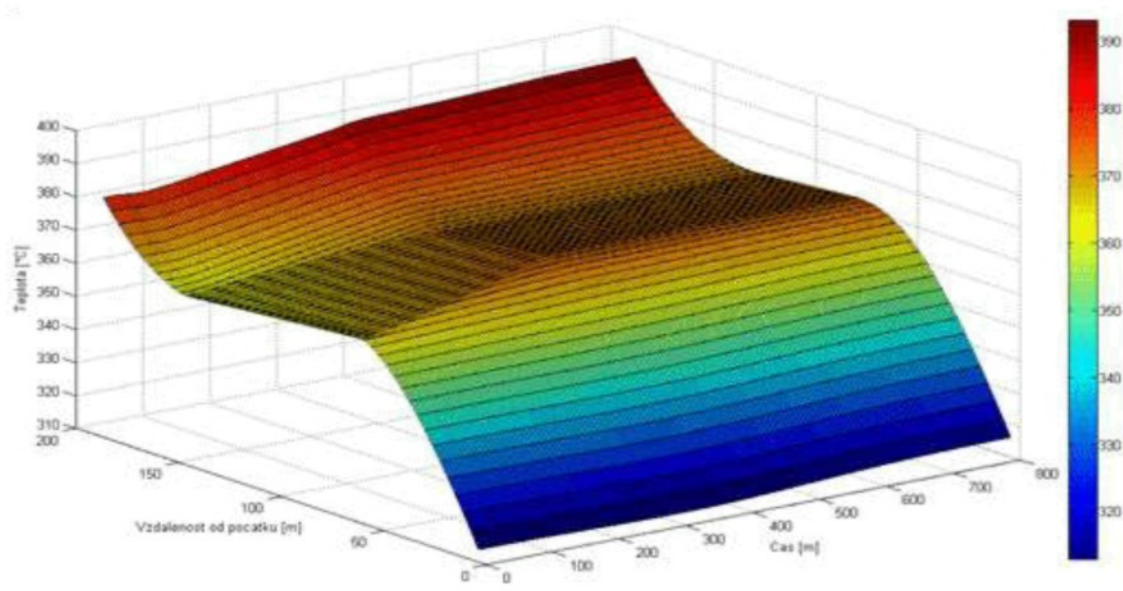
závislost nejen na teplotě, ale i na hustotě. V modelu byla místo rovnice, která popisuje přímo dynamiku teploty páry (18), použita rovnice popisující vývoj entalpie (11). Teplota páry na konci trubky i v jednotlivých řezech je získávána z tabulek páry.

Jako ilustrace funkce modelu výparníku s rozloženými parametry slouží následující obrázky. Na obr. 7 je zachyceno rozložení hustoty ve výparníku při ustáleném stavu na výkonových hladinách 50 - 100 %.



Obr. 7: Rozložení hustoty ve výparníku při různých hladinách tepelného výkonu

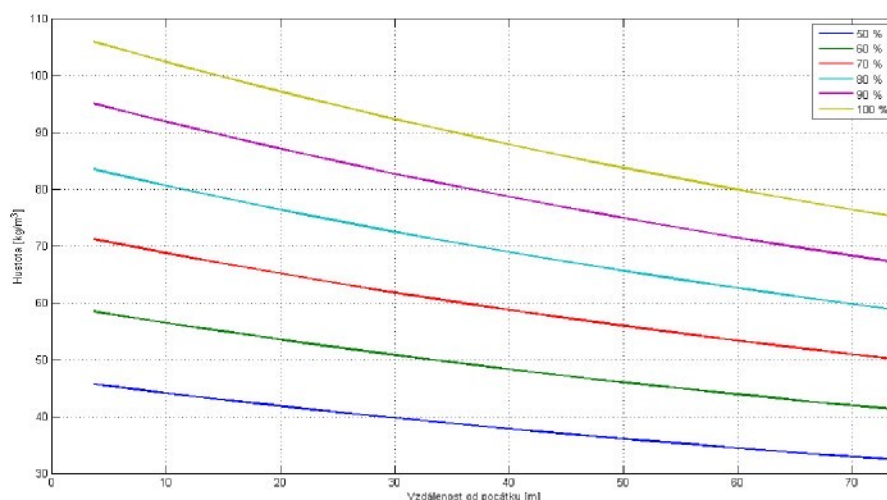
Obr. 8 ukazuje vývoj teplot v prostoru a čase (teplotní pole) při přechodu výparníku z ustáleného stavu na výkonové hladině 90 % trendovou změnou 50 % / 30 minut na cílovou výkonovou hladinu 100 %. Trendová změna hladiny tepelného výkonu je standardní operací při provozu kotle a změnách jeho výkonu. Z obrázku je patrné, že systém výparníku je zapojen v kotli (za ekonomizér) a jeho vstupní teplota se během simulace mění tak, jak se mění výstupní teplota z předřazeného výměníku.



Obr. 8: Teplotní pole ve výparníku, trendová změna výkonové hladiny z 90 % na 100 %

6.3.3 Neregulované přehříváky (Přehřívák I, II)

Pokud se budeme držet počátečních předpokladů, je tedy nutné simulovat oba přehříváky, které se skládají z mnoha trubek různých rozměrů a mají celkem velkou vyhřívací plochu, jako jeden celek, protože je znám pouze celkový tepelný příkon do obou najednou. Komplikace při stavbě modelu je spojena s vlastnostmi páry, která se ve výparníku nachází. V prvních přehřívácích má pára stále ještě velmi výrazný vývoj svých parametrů, především pak měrné tepelné kapacity a hustoty (obr. 9). Jako optimální byla vybrána varianta popisu založená na rozložených parametrech s tím, že délka jednoho elementu – počet řezů – byla volena především s ohledem na výpočetní náročnost, tedy delší element a tím i menší počet rovnic (zde konkrétně 20 elementů). Pro popis dynamických vlastností páry i trubky musí opět platit rovnice (1), (18) a (17). V modelu byla, stejně jako u výparníku, místo rovnice (18) popisující přímo dynamiku teploty páry, použita rovnice popisující vývoj entalpie (11). Teploty odpovídající dosažené entalpii při známém tlaku byly následně získány z tabulek vlastností páry.



Obrazek 9: Vývoj hustoty páry v přehřívácích 1, 2 na různých výkonových hladinách

6.4 Vstřik, směšování

Proces regulace vstřikováním chladicí vody je nedílnou součástí základní sady regulačních smyček všech elektrárenských bloků. Lze říci, že teplotní dynamika samotného procesu vstřikování, tedy dynamika teploty páry za vstřikem, je velmi rychlá v poměru k teplotní dynamice zařazeného výparníku (teplota páry za výměníkem). Podstatný vliv na změřenou teplotu přímo za vstřikem mají dynamiky teplotních čidel, dynamika servoventilu, dynamika samotné směšovací jímky, v které ke vstřiku dochází, a případná zpoždění při zpracování signálu. Byl vytvořen zjednodušený simulační model vstřiku. Vzhledem k celkové koncepci tvoření modelu se v tomto případě vycházelo z metody globálních energetických a hmotnostních rovnováh. Uvažovaly se dva přístupy. První je založen na popisu vstřiku (vstřikovací jímky) jako systému, do kterého vstupuje voda i pára a vychází pára o pozměněných vlastnostech s tím, že celý proces probíhá ve směšovací jímce. Směšovací jímka se pak bere v úvahu včetně své hmotnosti a tepelné kapacity. Druhá možnost je použít rovnice jen v algebraické formě. Ta byla zvolena jako optimální, protože dynamické vlastnosti lze libovolně měnit a přizpůsobovat dle dostupných informací. Ve své podstatě se

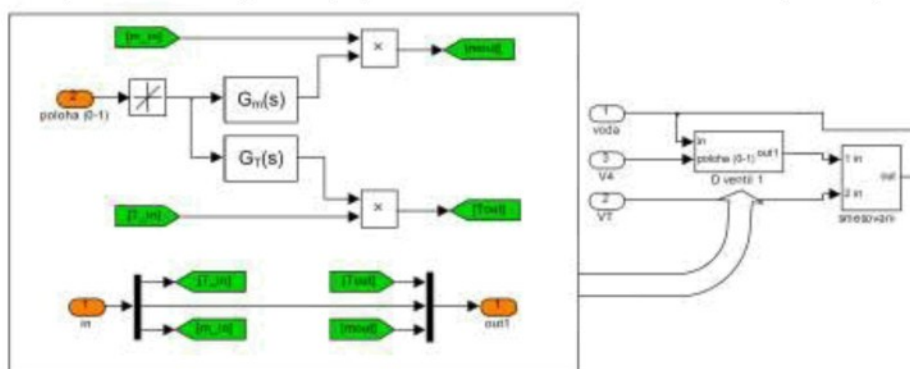
zde navzájem oddělí dynamická a statická část procesu vstřikování a směšování. Dynamika teploty páry za vstřikem pak, jak bylo řečeno, není striktně závislá na konstrukčních parametrech jímky, ale je volitelná a je možno ji dále zpřesňovat. Statická část jsou algebraické rovnice hmotnostní a energetické bilance za vstřikem, které vychází z Eulerových rovnic. Z rovnic lze díky základním vlastnostem páry vyjádřit výslednou výstupní teplotu jako funkci výstupní entalpie při známém tlaku.

$$h_{out}(t, p) = \left(\dot{m}_{voda}(t) h_{voda}(t, p) + \dot{m}_{para}(t) h_{para}(t, p) \right) \frac{1}{\dot{m}_{out}(t)} \quad \text{a} \quad (45)$$

$$T_{out}(t) = T_{out}(t, h_{out}, p_{out}),$$

kde indexy *out* značí výstupní stranu (po smíšení), *voda* značí parametr spjatý s chladicí vodou, případně prvním médiem a *pára* značí parametr spjatý s párou, případně druhým médiem.

Rovnicí (45) jsou kompletně popsány statické vlastnosti páry za vstřikem. Dokonce lze konstatovat, že zcela stejné rovnice lze použít při konstrukci modelu směšování. V případě směšování se jedná o vzájemné smíšení páry o různých teplotách. Každý vstřik je tedy simulačně řešen jako smíšení, jemuž je předřazen blok ovládání ventilu (obr. 10).



Obr. 10: Model dynamických účinků vstřiku

Veškeré dynamické účinky vstřiku na teplotu páry za vstřikem (teplota změřená teplotním čidlem) lze pak buď aproximovat přenosem nejlépe ve tvaru 1. řád a dopravní zpoždění nebo vhodně zahrnout do dynamiky servopohonu ventilu. Dynamika teploty páry za vstřikem je tedy v simulačním modelu složena ze samotné dynamiky servoventilu (přestavná doba 30 s) a dynamiky směšování. Implementována může být i statická charakteristika vstřiku, která je nyní uvažována jako lineární, tedy průtok ventilem se lineárně mění s otevřením ventilu. Všechny dynamické dopady vstřiku na páru za vstřikem jsou pro jednodušší implementaci přeneseny do samotné dynamiky otevírání ventilu jako jednoduchá aproximace účinků vstřiku na výstupní páru.

6.5 Regulované přehřívačky

Pokud se bude dle předpokladů uvažovat definované množství tepla (definované tepelné příkony) předané v jednotlivých subsystémech, pak lze použít pro celou regulovanou část tři principiálně shodné modely. To znamená, že regulovaná VT část přehřívání páry se rozdělí na tři subsystémy, kdy každý má podobu vstřik + tepelný výměník. Další zpřesnění by bylo jistě možné právě přidáním interakce spaliny-trubka. V tu chvíli ale narážíme na problém přesného

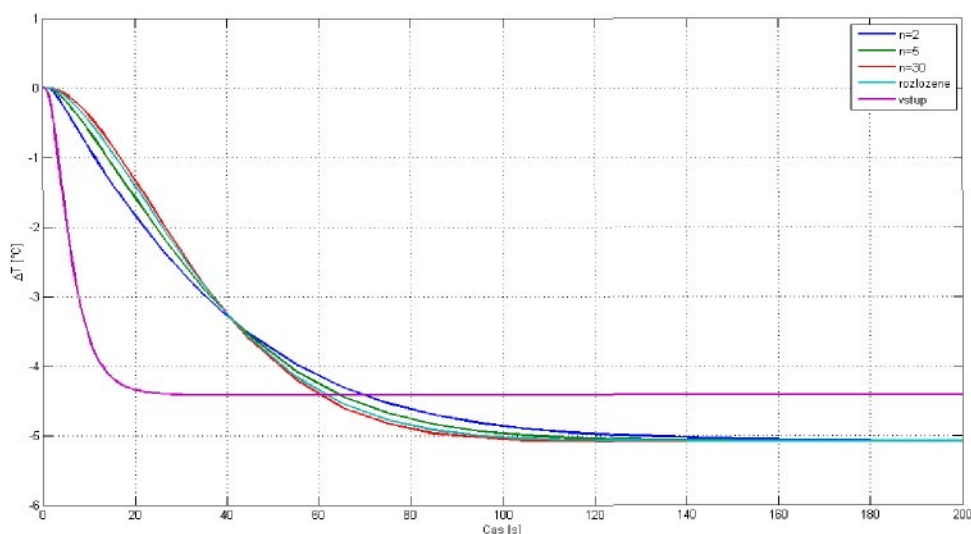
popisu spalín, a to jejich tepelné kapacity, hustoty, rychlosti atd. Ne všechny tyto parametry jsou jednoduše měřitelné.

Vzhledem k poměrům rychlostí dynamických pochodů na teplotě páry za vstřikem a za výměníkem by bylo možné provést zjednodušující předpoklad, že dynamika vstřiku se nebude uvažovat a budou se uvažovat pouze jeho statické vlastnosti. To se může stát problematické v tu chvíli, kdy se informace o teplotě za vstřikem používá pro regulaci. Proto byl použit postup s dodanou aproximovanou dynamikou z kapitoly 6.4.

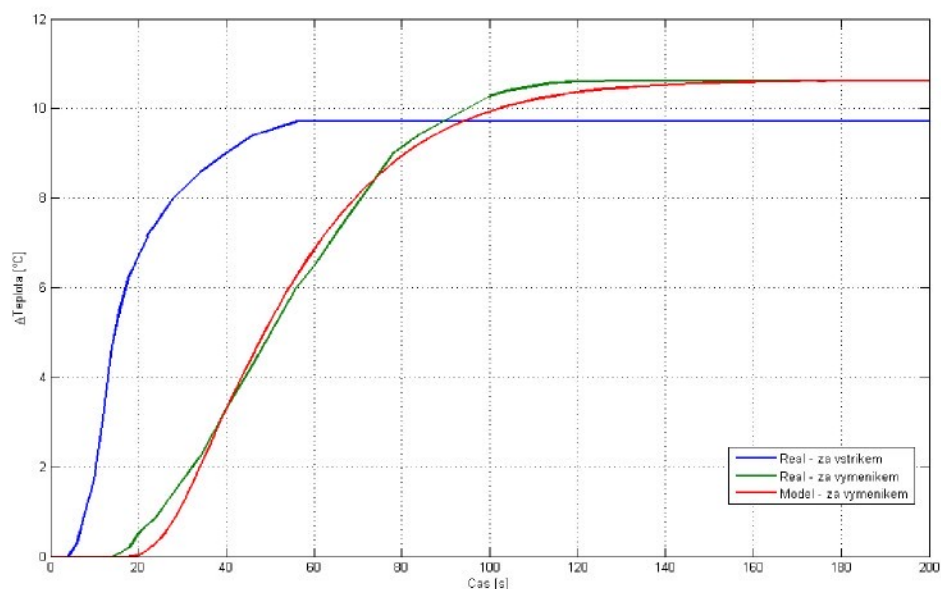
6.5.1 Šoty I, šoty II

Pro šoty I i šoty II byly použity rovnice, které popisují výměník za pomoci jeho délkového rozdělení na několik stejně dlouhých částí (35) a (34). Z obr. 11 je zřejmé, že pokud se zvolí vhodný počet sériově seřazených částí modelu, pak tvar typické dynamické odezvy takového modelu na vstřik je velmi blízký odezvě modelu s rozloženými parametry. U většiny výměníků se ukázalo, že jako optimální je vhodné volit 5, 10, maximálně 20 sériově řazených částí. Další zvyšování počtu úseků již nevede k výrazným změnám dynamiky, naopak snižování počtu úseků pod 5 je na dynamice velmi patrné. Model s rozloženými parametry je zde volen jako etalon odezvy. Reakce simulačního modelu na otevření vstřiku mohla být v tomto případě porovnána s reálnými daty, které byly k dispozici [23]. Obr. 12 ukazuje změnu teploty za druhým vstřikem a za druhým výměníkem (šoty II) při skokovém otevření ventilu vstřiku na výkonové hladině 100 %. Je zřejmé, odchylka v dynamice je zcela nepatrná a lze obecně konstatovat, že simulační model je již v této fázi schopný dostatečně dobře popsat chování reálného systému. Takového výsledku bylo dosaženo s modelem vytvořeným z konstrukčních dat bez dalších kalibrací!

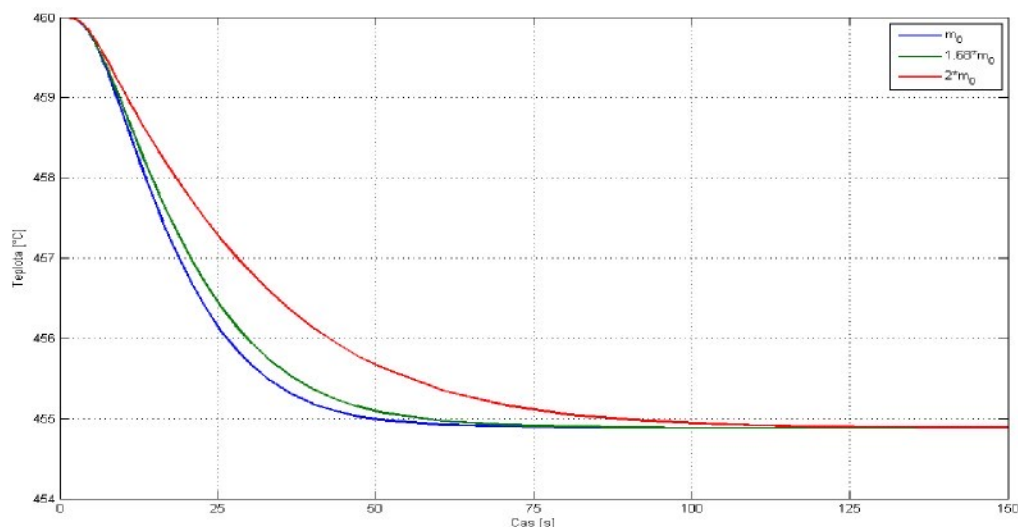
Model by však měl respektovat fakt, že dynamika reálného systému se může od ideálu odlišovat a být schopen na toto reagovat, tedy mít možnost další kalibrace. Dynamické odchylky lze kompenzovat buď změnou hmotnosti daného tepelného výměníku oproti jeho konstrukčním parametrům (obr. 13), nebo přidáním další „umělé“, dynamiky prostřednictvím přenosu.



Obr. 11: Vývoj teploty za šoty I při použití různých modelů, skokové otevření vstřiku na 50% výkonové hladině o 0,045



Obr. 12: Porovnání průběhu teploty za šoty II při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 2. vstříku)

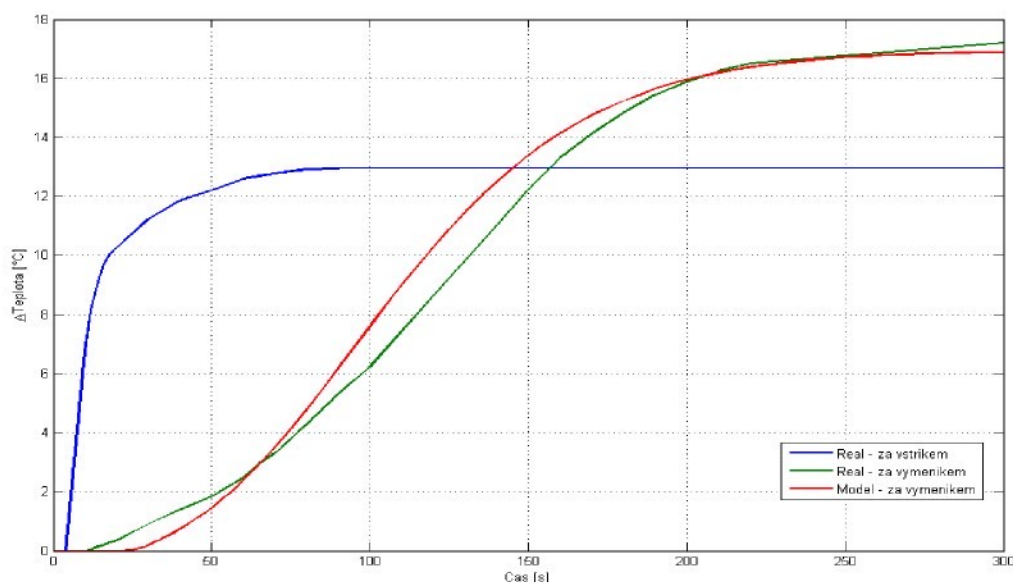


Obr. 13: Možnosti změny rychlosti dynamické odezvy na vstřik (výkonová hladina 100 %) pouhou změnou hmotnosti výměníku

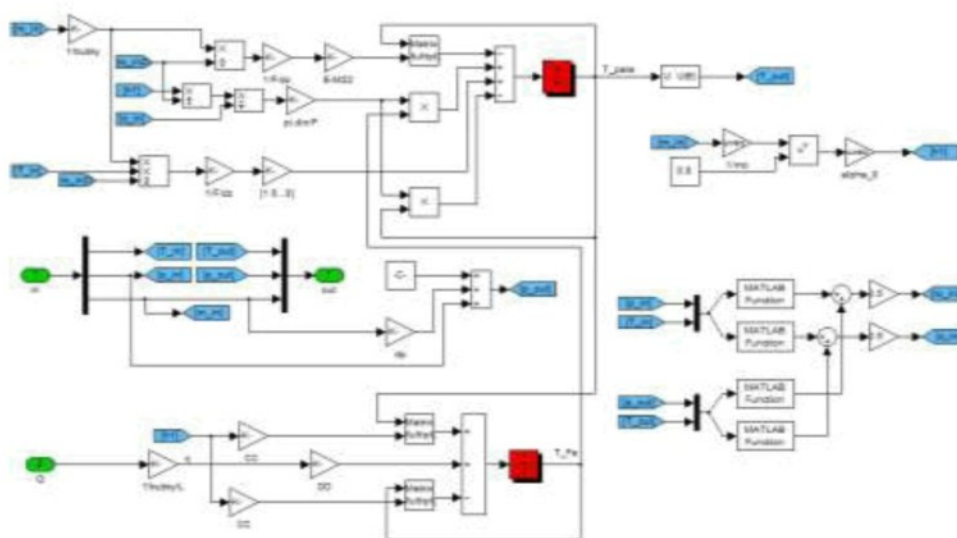
6.5.2 Výstupní přehřívák

Výstupní přehřívák je poslední částí oběhu VT páry. Pára v něm získává značné množství tepelné energie a její teplota se velmi výrazně zvyšuje ze vstupních 485 °C před vstřikem (za vstřikem tedy ještě méně) až na výstupní žádanou teplotu 575 °C. Tyto velké změny na teplotě jsou doprovázeny i velkými změnami na hustotě a měrné tepelné kapacitě. Mohlo by se uvažovat o použití modelu s rozloženými parametry, ale je samozřejmě lepší se mu vyhnout. Proto bylo vyzkoušeno nasazení modelu, který rozloží výměník na více stejných částí a počítá hustotu jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní velikosti této veličiny (35), (34). Dynamické odezvy takového modelu byly konfrontovány s technickou dokumentací [23] a lze konstatovat, že model je vyhovující (obr. 14). Stejně jako v případě obou šotových výměníků, je i zde možnost dynamiku výměníku následně upravit vložení vhodného přenosu.

Na obr. 15 je zachyceno simulační schéma pro výstupní přehřívák. Principiálně shodné schéma se používá pro většinu tepelných výměníků, které vychází ze stejných rovnic. Ve schématu je vidět část, kde se řeší teplota páry, teplota trubky, dále samostatná část pro výpočet aktuální velikosti koeficientu přestupu tepla podle rychlosti proudění (hmotnostního průtoku). Simulační schéma musí také obsahovat komunikaci s tabulkami páry, ze kterých se v tomto případě počítají hustota a měrná tepelná kapacita páry. Tlakové ztráty ve výměníku jsou řešeny samostatně a obvykle jako algebraický výpočet.



Obr. 14: Porovnání průběhu teploty za výstupním přehřívákem při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 3. vstřiku)



Obr. 15: Simulační schéma výstupní přehříváku

6.6 Středotlaká část

Středotlaká část je v modelu oddělena od vysokotlaké. Oddělení je však pouze ve vazbě mezi výstupem z vysokotlaké části a vstupem do středotlaké části. Jinak je model středotlaké

část spojen s modelem vysokotlaké části v jeden celek, který je navíc v konfiguraci kotle propojen prostřednictvím výměníku trubka v trubce. Tuto vazby by šlo řešit modelem turbíny.

6.6.1 Biflux – výměník trubka v trubce

Biflux, konstruovaný jako protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (trubek jsou řádově tři až čtyři stovky), je umístěn mimo hlavní spalovací prostor a je důkladně izolován. Biflux je v této konfiguraci kotle využíván jako zdroj tepelné energie pro středotlakou páru a v pozici zdroje je pára vysokotlaká.

I přes relativně malé rozměry bifluxu je matematicko-fyzikální analýza a tvorba simulačního modelu tohoto systému o něco komplikovanější než u ostatních výměníků. Důvod je ve způsobu dodávání tepelné energie a výpočtu této energie. V tomto případě nelze použít předpoklad, který říká, že dodaný tepelný výkon je předem známý. Řešení tohoto výměníku je velmi blízké k řešení kompletního výměníku spaliny-trubka-pára. Zde se jedná o rozřešení přenosu tepelné energie vysokotlaká pára-trubka-středotlaká pára. Lze ukázat, že přímé použití globálních bilancí pro protiproudý výměník není možné, protože takový přístup není schopen podchytit všechny stavy, které mohou nastat. Cestou k řešení by tedy měl být buď přístup přes rozložené parametry, nebo vhodná úprava metody využívající podélné rozdělení výměníku na několik délkových částí. Je jisté, že rozložené parametry budou použitelné, ale překážkou může být opět výpočetní náročnost a vzhledem k malé délce jednotlivých trubek výměníku se rozložené parametry jeví jako příliš silný nástroj. Zajímavým problémem je hledat jiné řešení než použití popisu s rozloženými parametry. Konečné použité řešení je nakonec založeno na globálních bilančních rovnicích. Problém, který nastává s nemožností dosáhnout některé ustálené stavy, je řešen pomocí úpravy velikosti předávané tepelné energie mezi oběma párami na základě velikostí průtoků páry. Takové úpravy bylo možné dosáhnout pouze díky znalosti skutečných ustálených stavů z modelu s rozloženými parametry a je platné, alespoň co do velikosti koeficientů, jen pro daný výměník.

Teplotní dynamiku prostřední trubky můžeme vyjádřit jako

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \alpha_{ST} \cdot (\dot{m}_{ST}) \cdot S_{ST} \cdot (T_{ST}^*(t) - T_{Fe}(t)) - \alpha_{VT} \cdot (\dot{m}_{VT}) \cdot S_{VT} \cdot (T_{Fe}(t) - T_{VT}^*(t)). \quad (46)$$

Rozdíl oproti standardnímu tvaru je ve členu, který vyjadřuje rozdíl teplot páry a trubky, přesněji ve velikostech teplot médií. Právě cílenou změnou teploty každého z médií v této rovnici lze zajistit, že celý popis založený na globálních bilancích, bude pro protiproudý tepelný výměník funkční. Stejně upravený člen se samozřejmě objeví i v energetické bilanční rovnici pro obě média. Upravená energetická bilance média pak bude mít podobu

$$V \cdot \frac{d(\rho(t) \cdot u(t))}{dt} = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) \pm \alpha(\dot{m}_{out}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_x^*(t)), \quad (47)$$

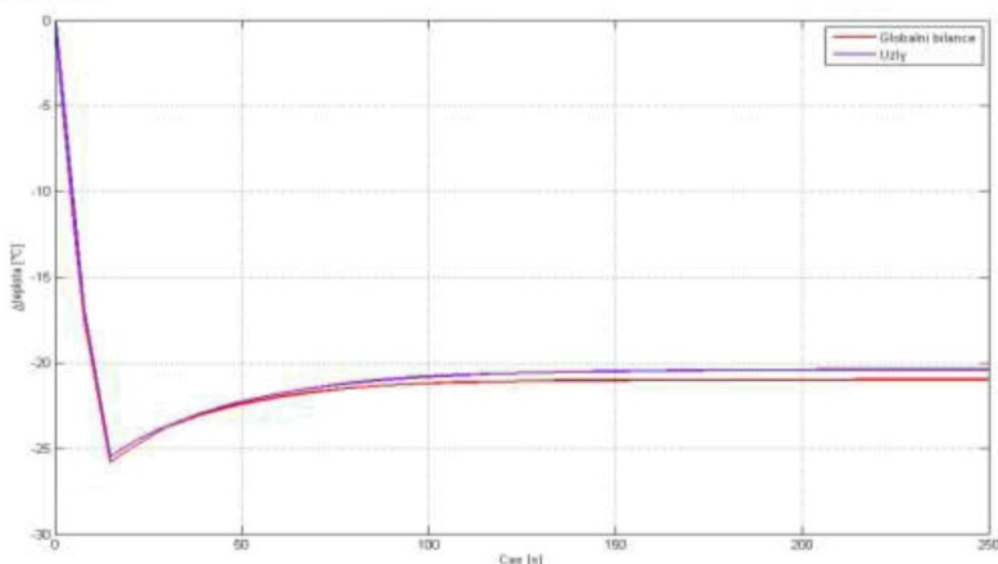
kde index x je ST pro středotlakou a VT pro vysokotlakou páru, stejně tak se mění i znaménko před posledním členem.

$$\left. \begin{aligned} T_{VT}^*(t) &= (1 - \varepsilon) \cdot (T_{VTin}(t) + T_{VTout}(t)) \\ T_{ST}^*(t) &= \varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) \end{aligned} \right\} \varepsilon = \varepsilon(\dot{m}_1, \dot{m}_2) \quad (48)$$

jsou upravené teploty médií tak, aby byly dosaženy vlastnosti protiproudého výměníku při použití popisu s koncentrovanými parametry. Opravný koeficient byl nalezen experimentálně za pomoci modelu založeného na rozložených parametrech. Ustálené stavy tohoto modelu pak byly cílovými stavy, které se pomocí koeficientu ε hledaly. Výpočet koeficientu ε pak respektuje skutečnost, že ustálené stavy nejvíce souvisí s velikostí průtoků obou médií a je pro popisovaný biflux

$$\varepsilon = 0,5108 - \frac{\dot{m}_{ST}}{\dot{m}_{VT}} \cdot 0,067. \quad (49)$$

Pro kompletní rozřešení bifluxu se musí sestavit soustava šesti rovnic. Jedná se o energetické bilance obou médií, hmotnostní bilance obou médií a dynamiku obou trubek (vnitřní a vnější). Obr. 16 ukazuje, že odchylka v dynamice i staticce, která touto popsanou náhradou vznikne, je dostatečně malá.



Obr. 16: Změny na teplotě ST páry po smíchání při změně TRCV z 0 na 0,45 při 50% hladině tepelného výkonu

6.6.2 Mezipřehříváky

Při dané konstrukci je rozdíl mezi vstupním a výstupním mezipřehřívákem ve způsobu řízení výstupní teploty. Zatímco výstupní mezipřehřívák má výstupní teplotu řízenou pomocí předřazeného vstříku (obdobně jako výměníky na VT části), tak teplota za vstupním mezipřehřívákem je řízena pomocí přepouštění části páry obtokem (obdobně jako u bifluxu). Po zkušenostech z předešlých výměníků bylo voleno jako optimální způsob popisu a konstrukce modelu rozdělení na několik shodných částí a výpočet klíčových parametrů páry (hustota, měrná tepelná kapacita) za pomoci průměru. Pro oba mezipřehříváky tedy byly zvoleny rovnice (35) popisující dynamiku výstupní páry a (34) popisující dynamiku trubky.

6.7 Korekce modelu – důvody, možnosti a způsoby

Během simulací na vstupním mezipřehříváku se ukázalo, že při obtokovém způsobu řízení není možné dále uvažovat konstantní předem známý tepelný příkon (dle předpokladu), protože odchylka na výstupní teplotě i samotný tvar dynamiky jsou příliš vzdáleny od reálu. Aby byla zachována a vhodně popsána funkce obtoku a především pak dopad takového řízení

na výstupní teplotu, je nezbytné měnit dodávaný tepelný příkon podle aktuálního průtoku páry výměníkem. Byla tedy hledána vhodná úprava dodávaného tepelného příkonu tak, aby nebylo nezbytné přidávat interakci se spaliny. Cílem bylo nalézt vzájemnou relaci mezi průtokem a tepelným příkonem. Ukazuje se, že není možné jedinou aproximací optimalizovat jak teplotu přímo za vstupním mezipřehřívákem, tak teplotu po smíšení, tak i předávaný tepelný příkon. V době vzniku aproximace ještě nebyl zkonstruován model přenosu tepelné energie spaliny-trubka-pára, a proto byla aproximace hledána na základě tvaru dynamických odezev, které byly konzultovány s technologi, a na základě technické dokumentace.

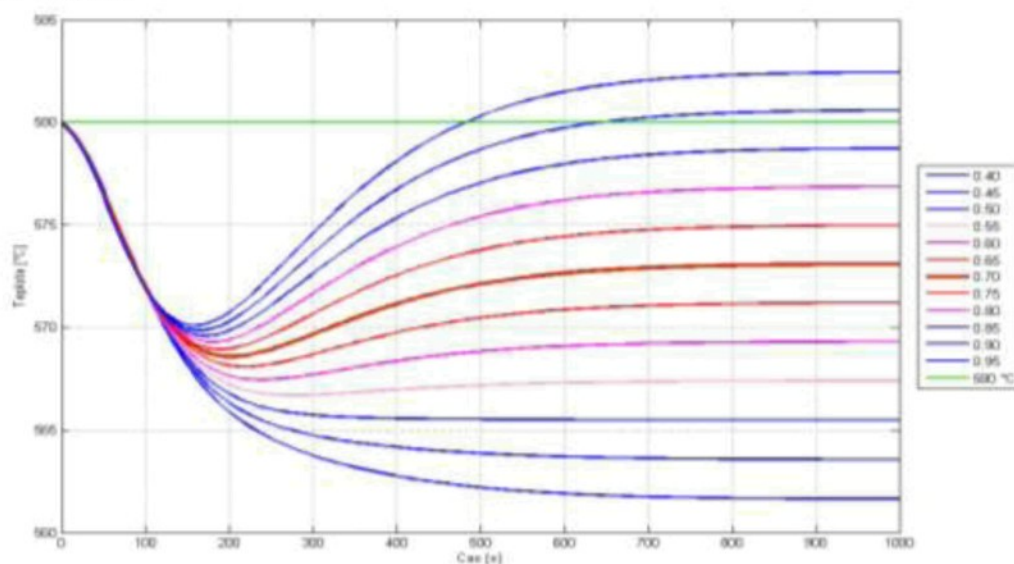
Jako nejvhodnější vyjádření závislosti předaného tepla na poloze ventilu byla zvolena parametrizovaná kvadratická funkce. Nalezenou funkci tepla předaného páře ve vstupním mezipřehříváku v závislosti na aktuálním průtoku páry tímto úsekem lze zapsat ve tvaru

$$\dot{Q}_{out} = (a \cdot x^2 + b \cdot x) \cdot \dot{Q}_{in}, \quad (50)$$

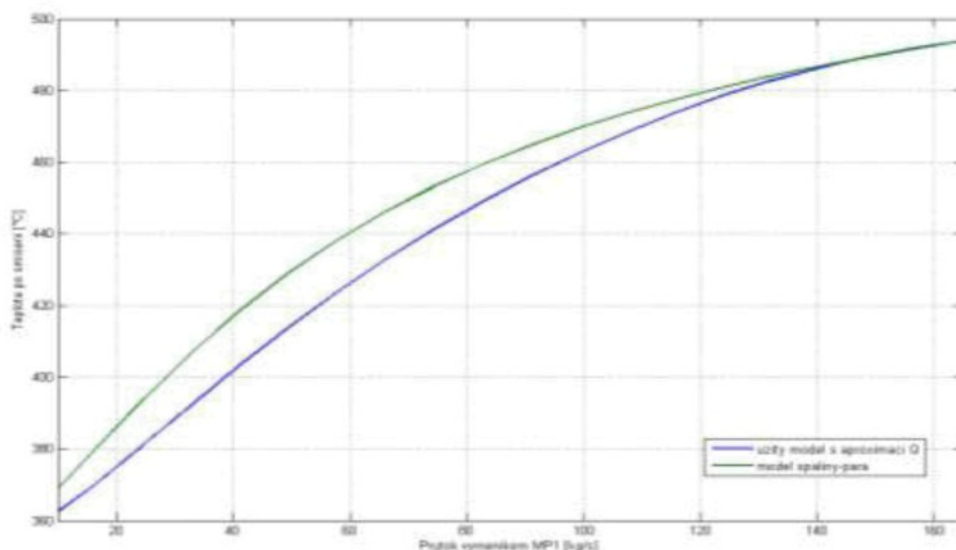
kde $\dot{Q}_{in}$ je veškeré dodané teplo pro danou výkonovou hladinu získané z generátoru vstupů, x je doplněk do jedné z polohy trojcestného ventilu (odpovídá aktuálnímu průtoku ST páry mezipřehřívákem), a , b tvarovací koeficienty, $a = -4 \cdot (p - 0,5)$, $b = 4 \cdot p - 1$, p je penalizační koeficient, obecně kladný a menší než 1.

Penalizační koeficient p byl na základě simulačních experimentů zvolen 0,7. Po úpravě modelu přidáním této závislosti bylo dosaženo požadovaného účinku trojcestného ventilu, tj. nejen chlazení páry za vstupním mezipřehřívákem, ale i očekávaný průběh teploty páry za výstupním mezipřehřívákem s charakteristickým podkmitem.

Dále bylo provedeno porovnání užití aproximace s výsledky z modelu spaliny-trubka-pára pro výkonovou hladinu 100 %. Optimalizace byla zaměřena na předávanou energii a teplotu po smíšení. Předávaná energie pro různé průtoky vstupním mezipřehřívákem odpovídá a dle obr. 18 je korektní i velikost výstupních teplot za vstupním mezipřehřívákem po smíšení s párou z ochozu.



Obr. 17: Penalizace předávaného tepla do vstupního mezipřehříváku



Obr. 18: Porovnání teploty po smíšení za vstupním mezipřehřívákem pro různé typy modelů

Optimalizace (korekce) je nutné provádět i u každého vstřiku. Jedná se o korekci na dodávaném tepelném příkonu. Výchozí hodnoty dodávaného tepelného příkonu jsou počítány pro ustálený stav, kdy ventily jsou v klidové poloze a otevření odpovídá právě hladině tepelného výkonu. Pakliže se poloha ventilu a tím i průtok chladicí vody začne měnit, tato původní rovnováha (nastavení tepelných příkonů) je porušena. Otázkou je, jak velký rozdíl a jak velká chyba se tím způsobí. Lze konstatovat, že pro běžný provoz je zbytečné provádět jakékoli korekce na vysokotlakých přehřívácích. Jiné to je u výstupního mezipřehříváku. Pokud se u něj neprovede korekce, pak se zesílení výměníku změní tak výrazně, že to již nemusí být akceptovatelné. U výstupního mezipřehříváku spočívá korekce v pozměněném množství tepelného příkonu podle otevření vstřikovacího ventilu (přidané průtočné množství páry výměníkem oproti normálu). Bylo zjištěno, že předaný tepelný výkon se mění s měnícím se průtokem přibližně lineárně a na základě toho byla přidána aproximace dodávaného tepelného příkonu ve tvaru

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + a \cdot x, \quad (51)$$

kde x je poloha ventilu, $x \in \langle 0; 1 \rangle$ a a je tvarovací konstanta, která byla určena jako $a = 7,57 \cdot 10^6$ W. Toto nastavení je plně platné pro 100% hladinu tepelného výkonu kotle. Pro ostatní hladiny by se musel parametr a změnit. To zatím není realizovatelné, protože na jiné výkonové hladině není zatím možné výchozí spalínový model kalibrovat. Toto však není podstatné omezení, neboť na nižších výkonových hladinách není vstřik příliš aktivní.

Samostatnou kapitolou korekcí modelu jsou možnosti implementace další dynamiky. Modely všech částí jsou konstruovány tak, aby bylo možné jejich parametry měnit třeba na základě měření. Je ale také možné využít další dynamiky. Jedna z ukázek možností modelu v oblasti změn parametrů a následných dopadů na dynamiku je na obr. 13, kde je měněna hmotnost výměníku. V modelu jsou pomocí přidané dynamiky řešeny jednak vlastnosti ventilů (limitace v rychlosti zdvihu ventilu) a pak také dynamiky teplotních čidel. Touto cestou je také možné testovat řídicí obvod na odolnost vůči změně dynamiky soustavy (neurčitosti).

7 Provoz modelu

7.1 Programové řešení simulačního modelu

Programové řešení modelu vysokotlaké a středotlaké části oběhu voda-pára je řešeno v softwaru Matlab a jeho simulačním rozšíření Simulink [25]. Koncepte provozu modelu je založena na využití zaváděcího souboru se všemi významnými daty a následné simulaci. Celý model je konstruován tak, aby všechny jeho parametry a velikosti všech veličin odpovídali reálným velikostem. Není zde žádná linearizace či posun do pracovního bodu!

Technické požadavky pro správný běh (odzkoušeno na):

- Dostatečně výkonné PC, provozováno na CPU AMD Athlon 1,2 GHz, RAM 1 GB, OS Windows XP Pro 32bit a CPU P8700 C2D 2,53 GHz, RAM 4 GB, OS Windows Vista 64bit.
- Matlab R2006a, v případě novější verze mohou nastat komplikace u některých bloků! Novější verze je přesto principiálně použitelná.
- Nainstalovaný a do Matlabu korektně přidáný „FluidProp“ [21]
- Zkopírovaný XSteam.m, nejlépe ve stejném adresáři jako model (dostupný online na Mathwoks Central File Exchange [20]).
- Balík simulačních souborů (model, inicializační soubor, ...).

V případě přechodu na novější verzi Matlabu mohou nastat problémy s kompatibilitou některých bloků. Při použití 64bitové verze Matlabu se vyskytl a stále přetrvává problém s implementací programu FluidProp.

Modely jednotlivých subsystémů využívají několika modelových vrstev, k čemuž se využívá blok „Subsystem“. Díky tomu se celý model stává mnohem přehlednější. Jednotlivé rovnice jsou realizovány až v nižších vrstvách a společně uzavřeny do bloku s jednotnými vstupy a výstupy. Pro získání vlastností páry jsou využity dva podpůrné programy. Oba pracují na podobném principu, jen využívají jiné prostředky. Prvním programem je matlabovská funkce „XSteam“ [20]. Její předností je možnost zakomponovat ji jako funkci přímo do některých bloků, především pak možnost použít ji v bloku „Embedded Funkce“. Druhým programem je FluidProp [21], který je v Matlabu a Simulinku používán ve formě dynamické knihovny (.dll). Tu sice nelze použít v embedded funkcích, ale jinak je její použití přímo v Simulinku možné a v celku pohodlné. Pouze je potřeba definovat příslušné „Callback“ funkce, které obstarají počáteční inicializaci a konečné vyčištění paměti.

7.2 Simulační model

Pro spuštění a nastavení všech konstrukčních parametrů, koeficientů rovnic a počátečních podmínek se využívá inicializační soubor. Simulační model je složen z několika subsystémů. Všechny konstrukční celky jsou zpracovány. Každý z těchto subsystémů má standardizované vstupní a výstupní rozhraní. Vstupem do každého bloku v neregulované části oběhu voda-páry jsou parametry vstupující vody/páry a aktuálně dodávané teplo. U bloků v regulované

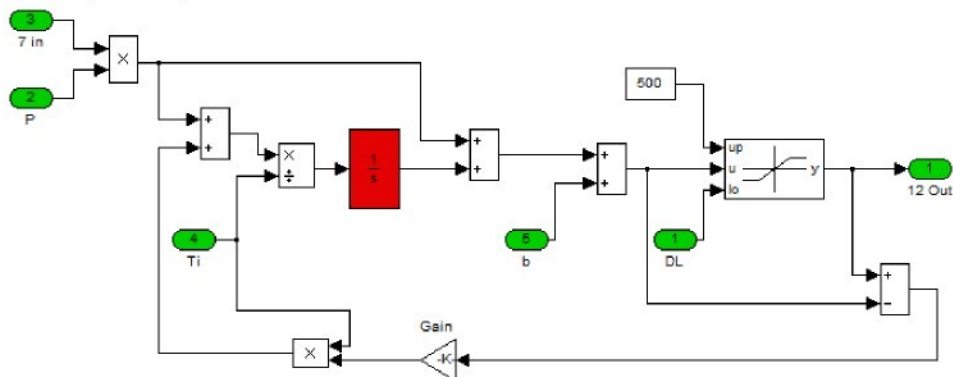
části parního oběhu je ještě navíc dalším vstupem normalizovaná velikost akčního zásahu a parametry médií, z kterých se má pára směřovat. Parametry vody/páry je vždy vektor [teplota, tlak, průtok]. Výstupy z bloku lze rozdělit na část, která se používá pro spojení s dalším blokem, a na část informační. Část pro spojení s dalším blokem obsahuje vektor [teplota, tlak, průtok] pro vodu/páru vystupující z bloku. Informační část je většinou složena z teplot ve významných bodech. Tyto teploty jsou přímo ve stupních Celsia, všechny ostatní veličiny jsou v základních jednotkách SI, teplota v Kelvinech. Klíčovým blokem je „generátor“. Z provozní praxe je známo, že většina významných veličin jako jsou parametry páry i spalín, požadovaný elektrický výkon aj. jsou pevně svázány. Blok „generátor“ zajišťuje onu vazbu a pro zvolenou vstupní hodnotu tepelného výkonu (zatím v rozmezí 50 % až 100 %) přiřadí odpovídající velikosti všech důležitých parametrů. Jako vstup je možné navolit „skokový“ nebo „trendový“ přechod mezi tepelnými hladinami. Jednotlivé bloky, které simulují chování tepelných výměníků, jsou řazeny a spojovány tak, jak jimi prochází v kotli voda/pára.

7.3 Obvody řízení teploty páry

V rámci simulací je řešen i řídicí obvod teploty páry vystupující ze středotlaké a vysokotlaké části. Jedná se o dva samostatné celky. Pro jednotlivé regulační smyčky je použita standardní kaskádní struktura regulátorů [11], [26]. Pro řízení výstupní teploty vysokotlaké páry jsou k dispozici tři vstříkovací ventily předřazené posledním třem stupňům přehřevu páry (před šoty I, šoty II a výstupním přehřívákem). Řídicí obvod je řešen zvlášť pro každý z přehříváků a konstruován jako kaskáda dvou PI(D) regulátorů. Řídicí obvod ST páry má též kaskádovou strukturu a tři akční orgány. První je trojcestný ventil (TRCV) obtoku bifluxu, druhý je trojcestný ventil obtoku vstupního mezipřehříváku a poslední je vstříkovací ventil před výstupním mezipřehřívákem. V obvodu se kontroluje teplota na výstupu z kotle a za vstupním mezipřehřívákem po smíšení. Generován je jeden akční zásah, na základě jehož velikosti jsou otevírány ventily obtoku vstupního mezipřehříváku a vstříku před výstupním mezipřehřívákem. Navíc je zde zařazena ochrana na teplotě přímo za vstupním mezipřehřívákem (před smíšením), kde je kontrolována maximální limitní teplota páry v tomto bodě a při překročení daného limitu je nuceně snižován průtok ochozem. Ventil obtoku bifluxu je ovládán samostatně dopřednou vazbou na základě počítané informace o aktuálním tepelném výkonu (výkonové hladině) kotle.

Simulační model a postupy při stavbě modelu byly již od začátku voleny tak, aby bylo možné připojit řídicí obvod a simulovat dynamické odezvy a chování celého modelu s řídicím obvodem. V blocích s řídicím systémem jsou naprogramovány výchozí algoritmy řízení. Všechny regulátory, byť typu PI(D), jsou relativně složitými simulačními celky (obr. 19). Pro přiblížení se k reálným vlastnostem bylo nutné zachovat všechny funkce, které se po těchto regulátorech vyžadují i zajistit správné nastavení všech ochranných parametrů samotných regulátorů. Regulátory pracují jako regulátory s proměnnými parametry, které se během simulace (provozu) spojitě mění na základě aktuálního stavu kotle, velikosti tlaku, teploty, průtoku, či dokonce na základě aktuálního otevření ventilu (tedy velikosti výstupu). Další je statické či dynamické omezení maximálních hodnot velikosti výstupů z regulátorů (wind-up efekt [27]). Většina regulátorů má též dopředné vazby, počítané z různých signálů z kotle či

řídícího obvodu, zapojené přímo na výstup (před omezením). U signálů reprezentujících teplotu páry je přidána i odhadovaná dynamika čidel. Tato dynamika se může libovolně měnit, jako výchozí je volen přenos prvního řádu se zesilením 1.



Obr. 19: Realizace PI regulátoru s proměnnými parametry, dopřednou vazbou a omezením výstupu (schéma z Matlabu)

7.4 Počáteční podmínky a zpracování výstupů

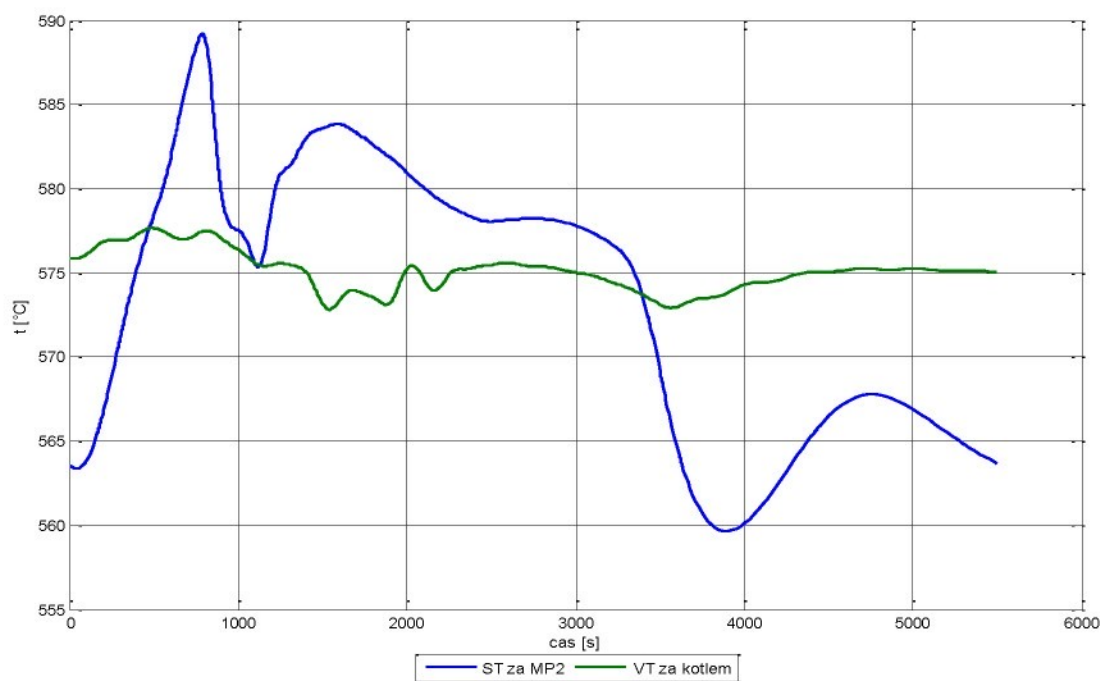
Pro zajištění komfortního ovládání a spouštění simulací je zcela samostatně řešen problém počátečních podmínek. Jako optimální varianta byla nakonec zvolena metoda implementovaná a nabízená přímo Simulinkem. Simulink je schopen uchovávat si informaci o kompletním obraze, aktuálním stavu, všech integrátorů. Toho je využito i pro samotné spouštění. V počátku inicializace se prostřednictvím proměnné navolí počáteční hladina tepelného výkonu kotle (předpřipraveny jsou soubory pro 50, 60, 70, 80, 90 a 100). Je možné použít i druhou variantu, a to nastavení počátečních podmínek prostřednictvím proměnné (ze souboru).

Zpracování dat ze simulace je možné provádět buď na základě připravených objektů, nebo zvolit své vlastní. Připravené jsou sledovače signálů všech řídicích veličin, význačným teplot vysokotlaké páry a význačných teplot středotlaké páry.

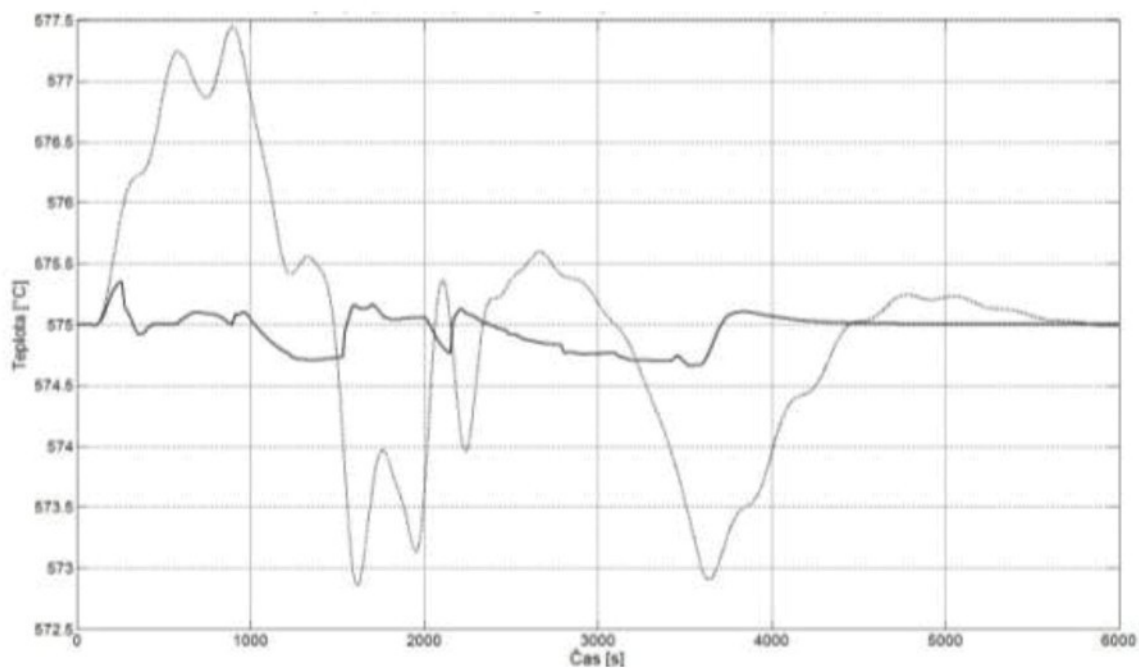
Pro případ potřeby nahradit stávající algoritmus řízení jiným je možné stávající algoritmus buď úplně odpojit, nebo nahradit jen vybrané části. Při přechodu na ruční režim pro jednotlivé ventily je zatím nejspolehlivější cestou rozpojit uzavřenou smyčku před blokem „dyn ventilu“ a jako vstup použít své vlastní hodnoty. Sada měřených vstupů, které jsou zapojeny do zpětných vazeb řídicích obvodů, je kompletní a plně odpovídá možnostem měření a měřicím místům na reálném zařízení.

7.5 Simulační experimenty

V rámci celého vývoje modelu jednotlivých komponent (obr. 11, obr. 13, obr. 16), vývoje modelu celého oběhu (obr. 12, obr. 14), při testování výchozího řídícího obvodu (obr. 20) i při prvních krocích při návrzích nových řídicích struktur (model prediktivního řízení – obr. 21) bylo provedeno mnoho simulací. Ukázalo se, že pro provoz modelu skutečně stačí konstrukční data. Model je dostatečný pro testování řídicích struktur a metod řízení, pro konkrétní přesné nastavení parametrů řídicího obvodu by bylo užitečné model pro jistotu ještě kalibrovat na přímo změřených datech z daného zařízení.



Obr. 20: Detail výstupních teplot ST a VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží (výchozí řízení)



Obr. 21: Průběh výstupní teploty VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 – 100 - 50% s 5 min výdrží (MPC řízení)

8 Další postup

Současný stav prací je již uceleným celkem, který nabízí možnosti simulovat dynamiku teploty páry v průtočném kotli s jen minimálními úpravami stávajícího modelu. Přesto zde zůstávají otevřené problémy a oblasti, do kterých lze v budoucnu zaměřit pozornost.

První oblastí je úprava stávajícího modelu přidáním dynamiky tlaku. Jádro problému je v tom, že v současném modelu jsou sice uvažovány tlakové úbytky jak v závislosti na aktuálním výkonu, tak délce výměníku, není to však zcela komplexní řešení.

Zajímavou oblastí, která by se mohla zpracovat, je zajištění větší komplexnosti současného modelu náhradou informace o dodaném tepelném příkonu informací o spalínách případně informací o spalovaném médiu. Tato oblast byla již částečně rozpracována a na základě dosažených výsledků byly provedeny i některé zásahy do stávajícího modelu.

Klíčovým prvkem pro výrobu elektrické energie je turbína. Model turbíny [28] je zajímavým simulačním celkem, který by umožnil jednak částečné uzavření okruhu díky vazbě mezi vystupující vysokotlakou a vstupující středotlakou párou, pak i vyčíslení aktuálního výkonu turbíny, tedy elektrický výkon. Samostatně diskutovanou otázkou bývá i spolupráce kotel-turbína a řízení tohoto celku [29]. Po výstupu z turbíny dochází ke kondenzaci a následně jde voda přes regenerační ohříváky do napájecí nádrže. S těmito částmi se však již dostáváme k otázce, co se bude na modelu sledovat a jaký je jeho účel. Náročnost simulačních pochodů ukazuje, že je nezbytné stanovit maximální omezení na komplexnosti modelu a jeho rozsahu a modelovat pouze ty části, které jsou z nějakého důvodu zajímavé. Lze předpokládat, že v případě dalšího rozšiřování a zachování stávající podrobnosti a metody popisu se brzy dostaneme na hranice výpočetních možností PC. Simulace pak již nebudou akceptovatelné z hlediska rychlosti výpočtu.

Praktický pokrok by mohl nastat v případě, kdy by vznikla knihovna modelů. Pokud se i nadále soustředíme na stejný programovací prostředek Matlab, pak je jistě z mnoha důvodů pohodlnější a praktičtější mít možnost využít standardních modelů tepelných výměníků z knihovny než tvořit každý výměník zvlášť. Opět je otázkou, jakou zvolit metodu popisu, jakou přesnost požadovat a jakou komplexnost v celé konstrukci předpokládat.

Velmi významnou oblastí, kde se dá použít stávající model, je vývoj řídicích algoritmů (to byl i jeden z klíčových důvodů konstrukce). Problematika řízení, řídicích algoritmů, jejich vývoje, testování a nastavování je proces, který nemá časové hranice. Vývoj nových řídicích algoritmů je bezesporu oblastí, do které se může soustředit další pozornost.

Zcela samostatnou kapitolou mohou být trenažéry [30], [31]. Trenažéry jsou jistě užitečným nástrojem pro školení obsluhy i další činnosti, ale konstrukce modelu pak vyžaduje trochu jiný přístup, je nezbytné zakomponovat reálný čas, dokonalou kopii ovládacích a monitorovacích panelů a popis (modely) veškerých částí elektrárenského bloku.

Samostatnou oblastí dalších prací může být i další kalibrace a verifikace stávajícího modelu na základě přímo měřených provozních dat (v potřebné firmě jsou však obtížně dostupné).

9 Závěr

Disertační práce se zabývá vytvářením matematického popisu a simulačních modelů jednotlivých subsystémů výroby páry v průtočném kotli. Práce byla vypracována v rámci projektu „Progresivní technologie a systémy pro energetiku“ 1M06059, dílčí cíl V302 „Pokročilé algoritmy řízení pro zvýšení efektivity provozu elektrárenského bloku“. Pokud mají být základem nových algoritmů řízení přístupy jako model prediktivní řízení, robustní regulace či fuzzy řízení, je nutné mít dostatečně přesný funkční model, který popisuje dynamiku průtočného kotle ve všech provozních situacích, na kterém by se daly algoritmy vyvíjet a testovat. **Model byl v práci navržen, realizován a ověřen.**

Jaké jsou další přínosy práce? Je bezesporné, že přínosem je právě samostatný model. Pod slovem „model“ se zde musí brát v potaz nejen samotné rozsáhlé funkční simulační schéma majoritní části oběhu voda/pára, ale i metodika popisu jednotlivých tepelných výměníků. Díky práci je nyní, nejen pro potřeby výzkumného centra, **k dispozici kompletní nelineární dynamický simulační model dynamiky teploty páry v neregulované části vysokotlakého oběhu, protiproudý výměník typu trubka v trubce, regulovaná vysokotlaká část oběhu a celá středotlaká část.** Všechny modely byly porovnány s dostupnou literaturou a dostupnými daty z reálného provozu. Vytvořen byl i základní návrh linearizovaného stavového popisu vybrané komponenty, který je použitelný i na jiné výměníky.

Velmi významný je fakt, že zkonstruovaný simulační model umožňuje připojit v podstatě libovolný řídicí obvod a zkoumat tak jeho vlastnosti. Této devízy bylo využito jak při pracích v rámci výzkumného centra, tak v rámci spolupráce s Energoprojektem Praha, a.s. Tamní pracovníci ocenili možnosti modelu a schopnost ověřování vlastností řídicího systému pro rozličné provozní situace a na základě provedených simulací byly provedeny i prvotní optimalizační zásahy jak do původní struktury řídicího obvodu, tak do nastavení některých parametrů stávajícího řízení. Zkoumány byly i některé frekvenční vlastnosti vybraných částí. Právě schopnost řídicího obvodu zmenšit amplitudy kmitů na teplotě páry vystupující z kotle je jedním z významných kroků k ekonomičtějšímu provozu. **Možnost připojit takřka libovolný řídicí obvod**, případně jej zkombinovat se stávajícím řízením a provést i porovnání navrhovaného a stávajícího řízení je též významným přínosem práce. Tím se otevírá možnost nasazovat a zkoušet na modelu pokročilé algoritmy řízení, které mohou být vylepšením či dokonce náhradou stávajícího systému a které není, v podstatě, jak jinak ověřit. V tomto směru byly učiněny i první kroky, neboť linearizovaný model regulované vysokotlaké části sloužil jako základ pro návrh nových algoritmů řízení založených na teorii robustního řízení, model-prediktivního řízení a fuzzy řízení [32]. První experimenty s nově navrženými algoritmy řízení ukázaly, že ve srovnání s dynamickými vlastnostmi stávajícího standardního systému řízení je možné dosáhnout kvalitnějších regulačních pochodů. **Linearizované modely** v jednotlivých pracovních bodech, **jsou získávány přímo z popsání nelineárního simulačního modelu.** Všechny navržené řídicí algoritmy byly následně ověřeny na celém nelineárním modelu průtočného kotle.

Nakonec stručně shrňme nejvýznamnější přínosy:

- 1) Nelineární matematický popis významných komponent průtočného kotle (oběh voda-pára) a metodika návrhu i volby vhodného postupu. Popsány jsou tyto části kotle:
 - neregulované VT části (ekonomizér, výparník s přechodníkem, první neregulované přehříváky, biflux)
 - regulované VT části (šotové přehříváky a výstupní přehřívák)
 - ST části (biflux, vstupní a výstupní mezipřehřívák).
- 2) Dynamický simulační model protiproudého tepelného výměníku.
- 3) Dynamický simulační nelineární model pro modelování dynamických i statických vlastností kompletní části výroby páry v průtočném kotli, který obsahuje signály z neregulované VT části, regulované VT části a ST části.
- 4) Možnost získání lineárního popisu komponenty (systému) ve zvoleném pracovním bodě (bodech). Tyto modely jsou nutné pro návrh nových algoritmů řízení založených na lineárních teoriích.
- 5) Základy stavového popisu pro vybranou komponentu.
- 6) Simulační spojení s řídicím algoritmem, což vytváří nástroj k ověření vlastností řídicích systémů na všech výkonových hladinách (provozně-technologické hladiny) i při reakcích na poruchy.

Citovaná literatura

- [1] ŠEVELOVÁ, K. ET AL. *Parní kotle*. Ostrava: VŠB, 2007. 244 s.
- [2] NEUMAN, P., et al. operátorské a inženýrské trenažéry uhelných elektráren a tepláren, *Automatizace*, vol. 49, no. 11, s. 712-715, 2006. ISSN 0005-125X.
- [3] KRUEGER, K.; FRANKE, R.; RODE, M. optimization of boiler start-up using a nonlinear boiler model and hard constraints, *Energy*, no. 29, s. 2239-2251, 2004. ISSN 0360-5442.
- [4] IBLER, Z. *Technický průvodce energetika: 1. díl*. Praha: BEN - technická literatura, 2002. 616 s. ISBN 8073000261.
- [5] DOLEŽAL, R. *Průtočné kotle*. Praha: SNTL, 1960. 312 s.
- [6] FLYNN, D. ET AL. *Thermal Power plant Simulation and Control*. London: The Institution of Engineering and Technology, 2003. 480 s. ISBN 0852964196.
- [7] ORDYS, A., W. ET AL. *Modelling and Simulation of Power Generation Plants*. Glasgow: Springer-Verlag London, 1994. 311 s. ISBN 3-540-19907-1.
- [8] ČERMÁK, J.; PETERKA, V.; ZÁZVORKA, J. *Dynamika regulovaných soustav v tepelné energetice a chemii*. Praha: Academia, 1968. 584 s.
- [9] CVEJN, J. Matematický model přehříváku páry elektrárenského kotle a odhad jeho parametrů, *Automatizace*, vol. 51, no. 3, s. 198-202, 2008.
- [10] KLEFENZ, G. *Automatic control of steam power plants*. Mannheim: Bibliographisches Institut, 1986. 286 s. ISBN 3411016990.
- [11] VILIMEC, L. *Provoz a regulace energetických zařízení*. Ostrava: VŠB, 2007. 263 s.
- [12] NOVÁK, J. BOBÁL, V. Modelování a řízení nelineárních systémů pomocí sítí lokálních modelů, *Automatizace*, vol. 51, no. 5, s. 330-334, 2008. ISSN 0005-125X.
- [13] ZIMA, W. Numerical modeling of dynamics of steam superheaters, *Energy*, vol. 26, no. 12, s. 1175-1184, 2006. ISSN 0360-5442.
- [14] BIRD, R.; STEWART, E., W.; LIGHTFOOT, N., E. *Přenosové jevy. Sdílení hybnosti, energie a hmoty*. Praha: Academia, 1968. 800 s.
- [15] JARKOVSKÝ, J.; MEDULOVÁ, V.; KARTÁK, J. *Dynamický model průtlakového kotle energetického bloku*. Praha: INORGA, 1984. 102 s.
- [16] COLONNA, P. VAN PUTTEN, H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I - Modeling paradigm and validation, *Applied Thermal Engineering*, no. 27, s. 467-480, 2007. ISSN 1359-4311.

-
- [17] VAN PUTTEN, H. COLONNA, P. Dynamic modeling of steam power cycles: Part II - Simulation of a small simple Rankine cycle system, *Applied Thermal Engineering*, no. 27, s. 2566-2582, 2007. ISSN 1359-4311.
- [18] ASTRÖM, K., J. BELL, R., D. Drum-boiler dynamics, *Automatica*, no. 36, s. 363-378, 2000. ISSN 0005-1098.
- [19] The International Association for the Properties of Water and Steam. IAPWS-IF97. [cit. 2010-1-25] [online]. Dostupný z WWW: <<http://www.iapws.org/>>
- [20] XSteam. Excel Engineering. [cit. 2010-1-25] [online]. Dostupný z WWW: <<http://www.x-eng.com/>>
- [21] COLONNA, P. VAN DER STELT, T. FluidProp software. [cit. 2009-1-3] [online]. Dostupný z WWW: <www.fluidprop.com>
- [22] LOGAN, E. *Thermodynamics: Processes and Applications*. New York: CRC, 1999. 440 s. ISBN 0824799593.
- [23] MILÁČEK, J. *Kniha vstříků. ECHVA - výrobní blok 3*. Firemní dokumentace EGP Praha, 1999.
- [24] ČERNÝ, V. *Parní kotle*. Praha: SNTL, 1975. 526 s.
- [25] The Mathworks. [cit. 2010-1-25] [online]. Dostupný z WWW: <www.mathworks.com>
- [26] CVEJN, J. Návrh regulačního obvodu teploty přehřáté páry elektrárenského kotle, *Automatizace*, vol. 51, no. 10, s. 634-638, 2008.
- [27] HIPPE, P. *Wind up in Control. Its Effects and Their Prevention*. London: Springer, 2006. 311 s. ISBN 1846283221.
- [28] ŽIVKOVIC, D. Nonlinear mathematical model of the condensing steam turbine, *Facta Universitatis: Mechanical Engineering*, vol. 1, no. 7, s. 871-878, 2000. ISSN 0354-2025.
- [29] MAFFEZZONI, C. Boiler-turbine dynamics in power-plant control, *Control Engineering Practice*, vol. 5, no. 3, s. 301-312, 1997. ISSN 0967-0661.
- [30] NEUMAN, P.; ŠULC, B.; JAN, J., A.; TAUCHMAN, M. Simulátory parních kotlů v programu Matlab a Simulink a možnosti realizace jejich operátorských rozhraní, *Automa*, no. 1, s. 47-51, 2002. ISSN 1210-9592.
- [31] NEUMAN, P.; POKORNÝ, M.; VARCOP, L.; WEIGLHOFFER, W., Engineering and operator training simulator of coal-fired steam boiler, in *Technical Computing Prague*, Praha, 2002.
- [32] NÁHLOVSKÝ, T. Linearized model of steam reheating unit realized by fuzzy nets, *Metahurgija*, vol. 49, no. 2, s. 1-4, 2010. ISSN 0543-5846.
-

Vlastní publikace

Publikace týkající se tématu práce:

- HUBKA, L. State model of steam reheating. *Proceedings of the 9th IFAC Power Plants and Power System Control* (5.-8.7.2009), Tampere, 2009. Elsevier IFAC Publication / IFAC PaperOnLine. ISSN 1474-6670. (prezentovaný příspěvek, v tisku).
- HLAVA, J., HUBKA, L., MENKINA, M., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Analýza parametrů a optimalizace řízení VT přehříváků páry. Etapa VI.* Liberec, 2009. 40 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Analýza a optimalizace řídicího systému na modelu VT páry a akumulací vlastností bifluxu. Etapa V.* Liberec, 2009. 54 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Simulační modul vysokotlakých přehříváků a jeho řízení. Etapa IV.* Liberec, 2009. 44 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Optimalizace řídicího systému na modelu přehřevu páry. Etapa III.* Liberec, 2009. 40 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Ověřování regulačních vlastností řídicího systému s modelem přehřevu páry. Etapa II.* Liberec, 2008. 23 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Model dynamiky přehřívání páry v průtočném kotli a vstupní analýza řídicího obvodu. Etapa I.* Liberec, 2008. 44 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. The problem of modelling the process water to steam injection. *Control of Power Systems 2008*, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. Model of dynamics of tubular heat exchanger. *Proceedings of 9th ICC 2008*, s. 239-242, Sinaia, ISBN 978973-746-897-0.
- HUBKA, L., MENKINA, M. Control of tubular heat exchanger node in broad operation range. *Control of Power Systems 2008*, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
- HUBKA, L., MENKINA, M., ŠKOLNÍK, P. Modelling of the drum-boiler in Matlab. *ECMS 2007*, s. 203-208, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.

Další publikace z oboru:

- HUBKA, L., MENKINA, M., The implementation of a state space controller on the DC motor. *ECMS 2007*, s. 209-214, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.
- HUBKA, L., ŠKOLNÍK, P., A practical approach for temperature modelling and control of industrial heating process with infrared radiators in a predevelopment of a production line. *Prace naukowe, Akademia Ekonomiczna im. Oskara Langego we Wrocławiu*, 2007, s. 115-118, Jelenia Góra, ISBN 978-83-60975-00-8.
- MODRLÁK, O., HUBKA, L., Temperature model of a body part surface heated with infrared radiators. *Proceedings of 8th International Carpathian Control Conference*, 2007, s. 466-469, Košice, ISBN 978-80-8073-805-1.

-
- MARTINEC, T., ŠKOLNÍK, P., HUBKA, L., Modelling and control of temperature field of an industrial form with infrared radiators. *ECMS 2007*, s. 215-220, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.
 - HUBKA, L., MENKINA, M., PROSKE, D., State-space control of electric drive with DC motor. *Proceedings of 16th International Conference of Process Control 2007*, Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
 - HUBKA, L., MODRLÁK, O., Monitoring and Calculation Problem of a Performance Criteria of a Heating and Power Plant based on Real Time Measure. *The proceedings of the 7th International Conference Control of Power and Heating Systems*, Academia Centrum, 2006, Zlín, ISBN 80-7318-409-5.
 - MODRLÁK, O., HUBKA, L., Example of interactive learning and remote control using Matlab platform. *12th Zittau East-West Fuzzy Colloquium*, 2005, s. 153-161, Zittau, ISBN 3-9808089-6-3.

VYBRANÉ MODELY FUNKČNÍCH PODSYSTÉMŮ PARNÍHO KOTLE

Autoreferát disertační práce

Ing. Lukáš Hubka

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií

Rozsah: 44

Náklad: 12

Únor 2010

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií

Studijní program: P 2612 – Elektrotechnika a informatika
Studijní obor: 2612V045 – Technická kybernetika

Vybrané modely funkčních podsystémů parního kotle

The Selected Models of Functional Subsystems of Steam Generator System

Disertační práce

Autor:
Školitel:

Ing. Lukáš Hubka
doc. Ing. Osvald Modrlák, CSc.

V Liberci 25.2.2010

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou disertační práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé disertační práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé disertační práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své disertační práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvoření díla (až do jejich skutečné výše).

Disertační práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím práce a konzultantem.

Datum

Podpis

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval všem, kteří mi při studiu a psaní práce pomohli. Zvláštní dík patří mému školiteli doc. Ing. Osvaldu Modrlákovi, CSc. za cenné rady i podporu při řešení problémů práce a pracovníkům Energoprojektu Praha, a.s. za poskytnutá data a významnou pomoc při verifikaci výsledků.

Práce byla podpořena z výzkumného centra MŠMT 1M06059 „Progresivní systémy a technologie pro energetiku“.

Anotace

Disertační práce se zabývá tvorbou simulačních modelů komponent výroby páry v průtočných kotlích elektrárenských bloků. Nejprve je proveden krátký přehled významných postupů v oblasti tvorby simulačních modelů tepelných výměníků a částí kotlů. Následně jsou specifikovány cíle práce i důvody jejich volby. Těžiště práce je pak v návrhu přístupů k sestavení matematického popisu a nelineárního dynamického simulačního modelu. Uvažují se základní bilanční rovnice neizotermního systému jak ve formě s rozloženými parametry, tak s koncentrovanými. Diskutovány jsou možnosti různých přístupů a vybraný optimální postup je následně implementován při stavbě nelineárního simulačního modelu systému výroby, přehřevu a mezipřehřevu páry.

Zkonstruovaný simulační model umožňuje ověření a návrh nových řídicích struktur a algoritmů. V současnosti se již intenzivně využívá právě při návrhu nových řídicích algoritmů.

Správnost funkce modelu i jednotlivých komponent byla potvrzena nejen dostatečnou korespondencí s literaturou, ale především pak v rámci spolupráce s Energoprojekt Praha, a.s. s konkrétními naměřenými daty.

Klíčová slova: nelineární simulační model, průtočný kotel, tepelný výměník

Annotation

This thesis is concerned with the design of simulation models of steam generator technological components in once-through boilers in power plants. Firstly, there is a short summary regarding important methods in the area of designing simulation models of heat exchangers and boilers' parts. Subsequently, main goals of the thesis (and reasons of their choices) are specified. The main focus of the thesis is in the design of access to building the mathematical description and the nonlinear dynamic simulation model. The basic balances equation of a non-isothermal system in the format with distributed parameters and lumped parameters are considered. Possibilities of different accesses are discussed and the selected optimal method is subsequently implemented in the building process of nonlinear simulation model of steam generation, steam superheating and steam reheating.

The constructed simulation model is ready for a verification and design of new algorithms and structures. Nowadays the model is heavily used in the phase of new algorithms design.

The correctness of the model function and its separate components was confirmed not only by the sufficient correspondence with literature, but in the first place by the framework cooperation with Energoprojekt Praha, a.s. by the concrete measured data.

Keywords: nonlinear simulation model, once-through boiler, heat exchanger

Obsah

1	Úvod	1
2	Současný stav	3
2.1	Kotle a jejich struktury z hlediska tvorby simulačních modelů	3
2.2	Simulační modely a postupy	6
2.2.1	Linearizovaný model tepelného výměníku	8
2.2.2	Jednoduchá lineární aproximace tepelného výměníku	11
2.2.3	Aström Bellův model dynamiky bubnového kotle	14
3	Cíl práce a pracovní hypotézy	19
4	Matematicko-fyzikální rozbor	23
4.1	Předpoklady pro použité metody zkoumání	23
4.2	Rozložené parametry	29
4.2.1	Dynamika ohřívaného média	29
4.2.2	Dynamika trubky a její interakce s okolím	35
4.3	Globální bilance	44
4.3.1	Dynamika ohřívaného média	44
4.3.2	Souproud, protiproud	48
4.4	Sériové řazení globálních rovnic pro jeden výměník	51
4.4.1	Stavový popis	54
4.4.2	Lineární popis pomocí přenosových funkcí	58
5	Reálné subsystémy oběhu voda-pára a jejich simulační modely	61
5.1	Systém výroby páry v průtláčném kotli	61
5.2	Technika modelování	62
5.3	Neregulovaná část	64
5.3.1	Ekonomizér	66
5.3.2	Výparník	69
5.3.3	Neregulované přehříváky (Přehřívák I, II)	75
5.4	Vstřík, směšování	77
5.5	Regulované přehříváky	80
5.5.1	Šoty I, šoty II	82
5.5.2	Výstupní přehřívák	85
5.6	Středotlaká část	88
5.6.1	Biflux – výměník trubka v trubce	88
5.6.2	Mezipřehříváky	94
5.7	Korekce modelu – důvody, možnosti a způsoby	97

6	Provoz modelu s řídicím systémem	105
6.1	Programové řešení simulačního modelu	105
6.2	Inicializační soubor	106
6.3	Simulační model	107
6.4	Obvody řízení teploty páry	109
6.4.1	Princip funkce řídicích obvodů	109
6.4.2	Realizace simulačního schématu	110
6.5	Počáteční podmínky a zpracování výstupů	112
7	Další postup	117
7.1	Možnosti rozšíření modelu	117
7.2	Model spaliny-trubka-pára	119
7.2.1	Model topeniště řešený globálními bilancemi	120
7.2.2	Tepelný výměník spaliny-pára popisovaný v uzlových bodech	121
7.2.3	Simulační ověření pro výstupní přehřívák	123
8	Přínosy práce	127
9	Závěr	129
	Citovaná literatura	131
	Vlastní publikace	134

Seznam symbolů

Přehled použitých symbolů fyzikálních veličin

Značka	Veličina	Jednotka
c_p	měrná tepelná kapacita látky při konstantním tlaku	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
c_{Fe}	měrná tepelná kapacita trubky	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
d_{in}	vnitřní průměr trubky	m
d_{out}, d_o	vnější průměr trubky	m
d_s	střední průměr trubky, $d_s = \frac{1}{2}(d_{in} + 2 \cdot g_{Fe})$	m
F	vnitřní průřez trubky	m^2
g_{Fe}	tloušťka stěny trubky	m
h	entalpie, obvykle průměrná entalpie média ve sledované části	J.kg^{-1}
h_{in}	entalpie média na vstupu do výměníku (trubky)	J.kg^{-1}
h_{out}	entalpie média na výstupu z výměníku (trubky)	J.kg^{-1}
h_p	entalpie páry	J.kg^{-1}
h_v	entalpie vody	J.kg^{-1}
$k_{k,s}, k_{k,p}$	experimentální koeficient přestupu tepla konvekcí (s - spaliny, p - pára)	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
L	délka trubky, výměníku	m
m_{Fe}	hmotnost výměníku či jeho příslušné části (jedné trubky, ...)	kg
$\dot{m}$	hmotnostní průtok páry (spalín) výměníkem	kg.s^{-1}
$\dot{m}_{in}$	hmotnostní průtok páry (spalín) na vstupní straně výměníku	kg.s^{-1}
$\dot{m}_{out}$	hmotnostní průtok páry (spalín) na výstupní straně výměníku	kg.s^{-1}
n, N	počet elementů výměníku (trubky)	1
p	tlak	Pa
$\dot{q}$	tepelný tok na jednotku délky	$\text{J.s}^{-1}.\text{m}^{-1}$, W.m^{-1}
$\dot{Q}$	tepelný tok	J.s^{-1} , W
S	plocha, přestupní ploch výměníku, velikost plochy trubky	m^2
t	čas	s
T	teplota, obvykle průměrná teplota ve sledované části	K

T_{Fe}	teplota kovové trubky	K
T_{in}	teplota média na vstupní straně výměníku	K
T_{out}	teplota média na výstupní straně výměníku	K
u	vnitřní energie	J
$\mathbf{u}(t)$	vektor buzení	-
v	rychlost	m.s^{-1}
V	objem	m^3
V_p	objem páry	m^3
V_v	objem vody	m^3
$\mathbf{x}(t)$	vektor stavů	-
$\mathbf{y}(t)$	vektor výstupů	-
z	délková souřadnice, vzdálenost od počátku	m
α	součinitel přestupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
λ	tlaková ztráta třením	l
λ_{Fe}	teplotní vodivost	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
ζ	místní tlakové ztráty prouděním	l
ρ	hustota, obvykle průměrná hustota média ve sledované části výměníku (trubce)	kg.m^{-3}
ρ_{Fe}	hustota materiálu trubek výměníku	kg.m^{-3}
ρ_p	hustota páry	kg.m^{-3}
ρ_v	hustota vody	kg.m^{-3}
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta ($5,67.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
A, B, C	stavové matice	-
Ψ, Γ, Ω	obecné matice či vektory	-

Seznam obrázků

Obr. 1-1: Aplikace modelování	1
Obr. 2-1: Princip bubnového (a) a průtočného (b) kotle.....	3
Obr. 2-2: Rankinův cyklus parního oběhu (převzato z [9]).....	5
Obr. 2-3: Průtočný kotel (blokové schéma).....	5
Obr. 2-4: Tepelný výměník s předřazeným vstřikovacím ventilem	11
Obr. 2-5: Blokové schéma tepelného výměníku (např. pro přehřívák)	13
Obr. 2-6: Aproximace konstant přenosu $F_{\Delta T}$ (převzato z [8])	13
Obr. 2-7: Principiální schéma ohřevu vody a vzniku páry v bubnovém kotli	14
Obr. 2-8: Výsledky vlastních simulací s Aström-Bellovým modelem bubnového kotle.....	17
Obr. 4-1: Tepelné výměníky	26
Obr. 4-2: Bilance v trubkovém výměníku	30
Obr. 4-3: Výsledky simulací rozložení teplot (a), teplota na konci při různých změnách na vstupu (b)	35
Obr. 4-4: Tepelný výměník a jeho interakce s trubicí	36
Obr. 4-5: Výsledky simulací – příklad ohřívání trubky, již protéká pára	40
Obr. 4-6: Porovnání nelineárního modelu s lineární náhradou (kapitola 2.2.2)	40
Obr. 4-7: Tepelný výměník typu trubka v trubce	42
Obr. 4-8: Globální bilance na tepelném výměníku.....	45
Obr. 4-9: Možné rozložení teplot médií ve výměníku při protiproudém (a) a souproudém (b) vzájemném směru proudění.....	50
Obr. 4-10: Porovnání reakcí různých modelů na skokové změny vstupů	58
Obr. 4-11: Řízení teploty páry vstřikovacím ventilem	59
Obr. 5-1: Základní strukturální schéma modelu výroby a ohřevu páry.....	61
Obr. 5-2: Bloková struktura neregulované VT části.....	64
Obr. 5-3: Hustota vody v ekonomizéru při ustálených stavech na různých výkonových hladinách.....	67
Obr. 5-4: Měrná tepelná kapacita vody v ekonomizéru při ustálených stavech na různých výkonových hladinách	68

Obr. 5-5: Vývoj teplot na výstupu z ekonomizéru při skokové změně výkonové hladiny ze 100 % na 70 %, porovnání modelu s rozloženými parametry a modelu s průměrem hustot	68
Obr. 5-6: Vývoj teploty za ekonomizérem při trendové změně tepelného výkonu ze 100 % na 70 %, porovnání modelu s rozloženými parametry a modelu s průměrem hustot	69
Obr. 5-7: Teplota na výstupu z ekonomizéru pro výkonové hladiny v rozmezí 50% až 100% tepelného výkonu	69
Obr. 5-8: Rozložení hustoty ve výparníku při různých hladinách tepelného výkonu	72
Obr. 5-9: Teplota na výstupu z přechodníku pro různé výkonové hladiny	72
Obr. 5-10: Teplotní pole ve výparníku, trendová změna výkonové hladiny z 90 % na 100 %, trend 50 % / 30 min.....	73
Obr. 5-11: Teplotní pole ve výparníku při skokové změně výkonových hladin 100 % – 70 %.....	74
Obr. 5-12: Výstupní teplota za přehřívákem 2 pro různé výkonové hladiny	76
Obr. 5-13: Vývoj hustoty páry v přehřívácích 1, 2 na různých výkonových hladinách ..	76
Obr. 5-14: Model dynamických účinků vstříku	80
Obr. 5-15: Blokové strukturální schéma regulované VT části	80
Obr. 5-16: Vývoj teploty za šoty I při použití různých modelů, skokové otevření vstříku na 50% výkonové hladině o 0,045	83
Obr. 5-17: Porovnání průběhu teploty za šoty I při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 1. vstříku)	83
Obr. 5-18: Porovnání průběhu teploty za šoty II při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 2. vstříku)	84
Obr. 5-19: Možnosti změny rychlosti dynamické odezvy na vstřík (výkonová hladina 100 %) pouhou změnou hmotnosti výměníku	85
Obr. 5-20: Porovnání průběhu teploty za výstupním přehřívákem při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 3. vstříku).....	86
Obr. 5-21: Reakce teploty za výstupním přehřívákem na skokovou změnu polohy vstříku při různých výkonových hladinách	87
Obr. 5-22: Blokové strukturální schéma středotlaké části	88
Obr. 5-23: Principiální schéma bifluxu	89

Obr. 5-24: Řez trubkou bifluxu.....	90
Obr. 5-25: Teplota za bifluxem na výkonové hladině 50 % pro dvě různé konstrukce modelu	93
Obr. 5-26: Změny na teplotě VT páry při změně TRCV z 0 na 0,45 při 50% hladině tepelného výkonu	93
Obr. 5-27: Změny na teplotě ST páry po smíchání při změně TRCV z 0 na 0,45 při 50% hladině tepelného výkonu	94
Obr. 5-28: Teplota za vstupním mezipřehřívákem před a po smíšení při změně polohy obtokového ventilu, výkonová hladina 100 %.....	95
Obr. 5-29: Změny teplot před a za výstupním mezipřehřívákem při změně na vstřiku ($0 \rightarrow 2,78 \text{ kg/s}$)	96
Obr. 5-30: Penalizace předávaného tepla do vstupního mezipřehříváku.....	98
Obr. 5-31: Porovnání předané tepelné energie pro různé typy modelů	99
Obr. 5-32: Porovnání teploty po smíšení za vstupním mezipřehřívákem pro různé typy modelů	100
Obr. 5-33: Teplota přímo za vstupním mezipřehřívákem (před smíšením) pro různé typy modelů	100
Obr. 5-34: Vliv korekce předaného tepelného výkonu na teplotu za výstupním mezipřehřívákem	102
Obr. 6-1: Simulační schéma realizující blok výstupního přehříváku se vstřikem	108
Obr. 6-2: Simulační schéma samotného výstupního přehříváku - výpočet teploty páry	108
Obr. 6-3: Blokové zjednodušené schéma řízení teploty ST páry	109
Obr. 6-4: Blokové zjednodušeného schéma řízení teploty VT páry.....	110
Obr. 6-5: Realizace PI regulátoru s proměnnými parametry, dopřednou vazbou a omezením výstupu (schéma z Matlabu)	111
Obr. 6-6: Kaskádová struktura pro řízení šotů II (model v Matlabu)	112
Obr. 6-7: Simulační schéma pro ST a VT páru s řídicími obvody obou částí.....	115
Obr. 6-8: Simulační schéma řídicího obvodu VT části	116
Obr. 7-1: Princip globálního řešení topeniště	120
Obr. 7-2: Schematický popis tepelného výměníku v uzlech	122

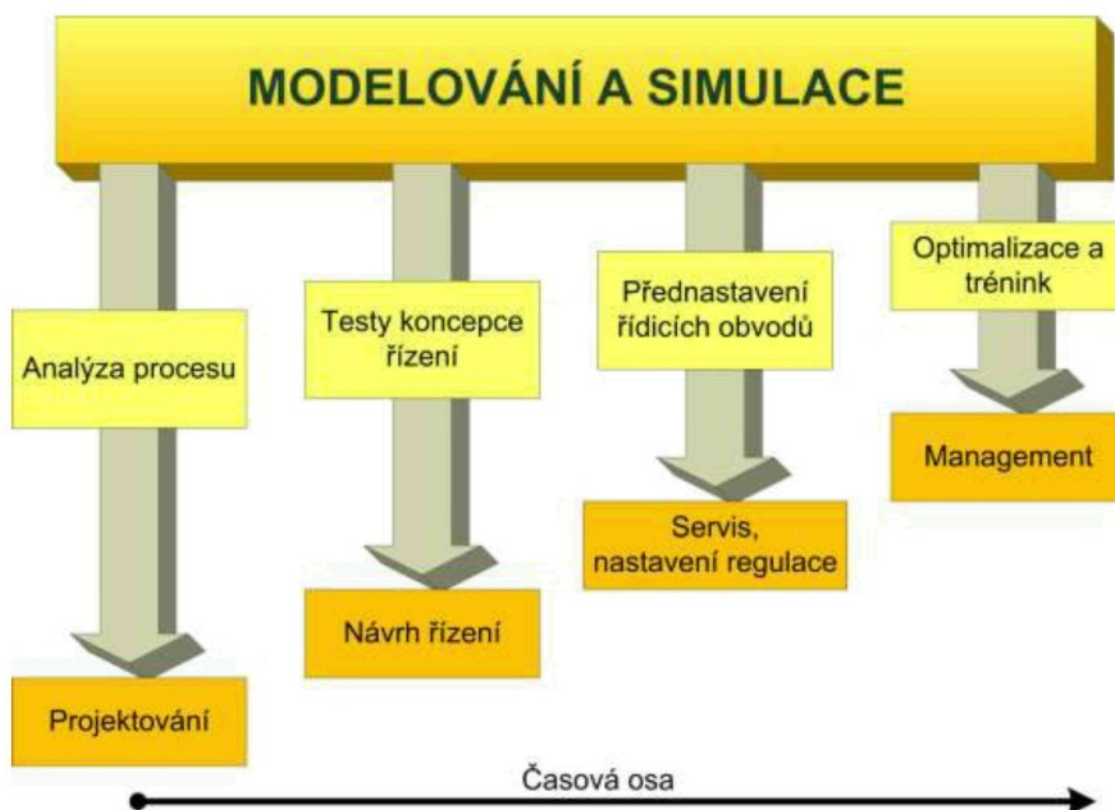
- Obr. 7-3: Teplota za výstupním přehřívákem po skokové změně vstupní teploty o +10 °C při 100% hladině tepelného výkonu (zelená - původní model, modrá - model spaliny-pára)..... 125
- Obr. 7-4: Teplota před a za výstupním přehřívákem při změně polohy ventilu o 30 %, výkonová hladina 100 %..... 125

Seznam tabulek

Tab. 1: Důležité simulační parametry Aström-Bellova modelu	16
Tab. 2: Typy modelů použitých v simulaci	58
Tab. 3: Technický popis neregulovaných výměníků použitý pro model (dle [28])	65
Tab. 4: Technický popis regulované části použitý pro model (dle dokumentace [28])..	81
Tab. 5: Otevření vstřikového ventilu při porovnávacích simulacích	86
Tab. 6: Technický popis bifluxu použitý pro model (dle [28])	94
Tab. 7: Technický popis mezipřehříváků použitý pro model (dle [28])	96
Tab. 8: Parametry spalín a páry - vstupy do simulace a výstupy	124

1 Úvod

Modelování je v současné době významnou a mnohdy nedílnou součástí mnoha inženýrských aplikací. Je to způsobeno nejen vysokými nároky na finální výrobky, ale i snahou dosáhnout co nejrychlejšího a nejefektivnějšího vývoje. Kvalitní simulační model může být dobrým pomocníkem při navrhování konstrukčních parametrů výrobku, neboť je obvykle schopen odhalit problematická místa a dovést konstrukci k žádanému optimu. Stejně tak lze model využít ve fázi návrhu a ověřování vlastností řídicích systémů, případně pak pro další optimalizace či trénink personálu (obr. 1-1).



Obr. 1-1: Aplikace modelování

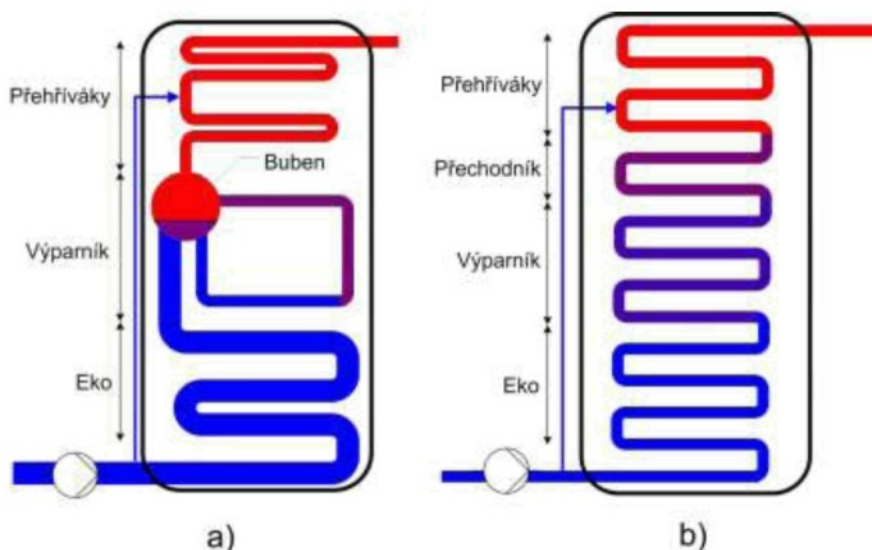
Práce je soustředěna do oblasti tvorby modelů základních komponent průtočného kotle. Model musí být schopen odhalit statické a dynamické vlastnosti komponenty na základě jejich konstrukčních dat, pracovat v co nejširším pásmu užívání této komponenty a umožnit připojení k simulačnímu obvodu řídicího systému. Modely jednotlivých komponent se mohou spojovat do větších celků a umožní popsat jednotlivé části procesu výroby páry a jejího přehřívání.

Modelování v oblasti energetických zařízení je rozsáhlou problematikou, která má mnoho forem i cílů. Očekávanými cíly mohou být mechanické vlastnosti, statické vlastnosti [1], simulátor provozu [2], [3] aj. Zajímavou skupinou jsou modely zaměřené na oblast řízení [4]. Právě do oblasti řízení je směřováno i využití modelů popisovaných komponent.

2 Současný stav

2.1 Kotle a jejich struktury z hlediska tvorby simulačních modelů

Existuje několik možností konstrukcí parního kotle s ohledem na způsob proudění vody/páry kotlem [5] (obr. 2-1). Vzhledem k tomu, že práce se zaměřuje na modelování jednotlivých částí kotle, je dobré mít základní představu o popisovaných konstrukčních celcích. Práce je cílena na popis průtočného kotle [6] (obr. 2-3), stejné či podobné principy lze aplikovat i na většinu částí kotlů bubnových. Velmi zjednodušeně je, především z hlediska konstrukce modelu, hlavní rozdíl v místě výroby páry v kotli a tím i místě skupenské změny.



Obr. 2-1: Princip bubnového (a) a průtočného (b) kotle

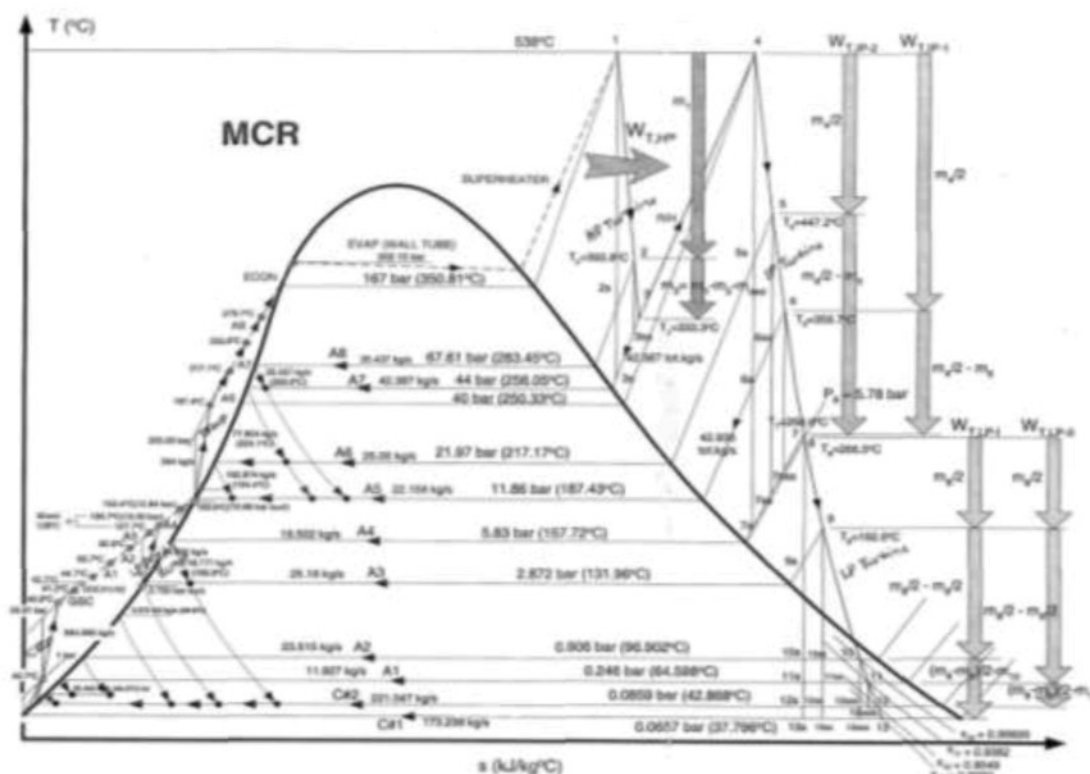
Bubnový kotel má z tohoto pohledu jako hlavní součást buben, z něhož odchází dále do systému pára na mezi sytosti. Samotná skupenská změna nastává v oběhových trubkách. Páru na výstupu z bubnu lze pro potřeby matematicko-fyzikální analýzy popsat jediným parametrem – tlakem, právě proto, že je na hranici sytosti.

Průtočný kotel si lze velmi zjednodušeně představit jako trubku, ve které se z vody stává pára, a ta se poté v přehřívácích dodá další energie. Kotel je konstruován [7], [8] a provozován [5] tak, že ke změně skupenství voda/pára dojde před přehříváky (ve výparníku s přechodníkem) a dále proudí už jen pára. Skupenská přeměna však probíhá kdesi v trubce. Pro popis páry vystupující z výparníku (přechodníku) již nestačí

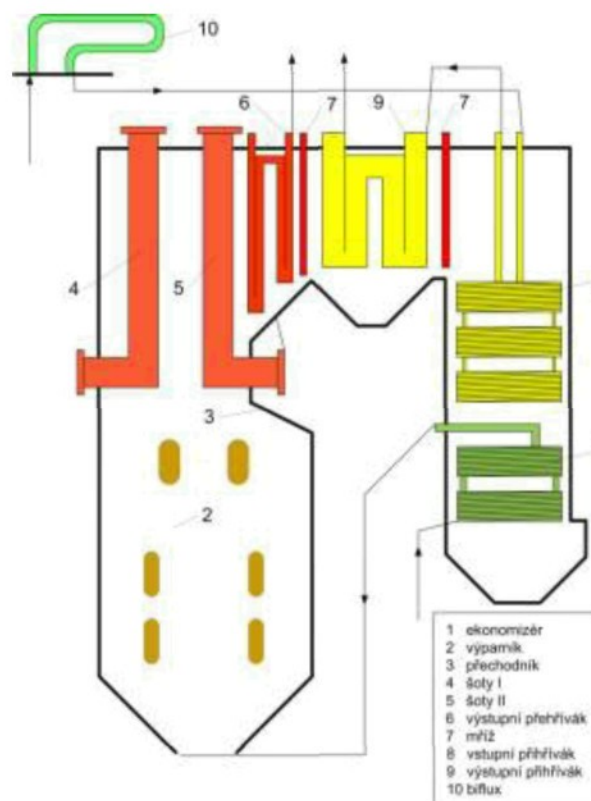
jen tlak, je potřeba přidat i teplotu či jinou stavovou veličinu¹, protože tato vystupující pára není na mezi sytosti. Části před i za klíčovými prvky obou kotlů (buben, výparník s přechodníkem) jsou obdobné. U obou se využívá nejprve ekonomizéru, který je obvykle umístěn v zadním tahu. V ekonomizéru se „pouze“ ohřívá voda. Za ekonomizérem je buben či výparník, resp. výparník s přechodníkem. Oběžné trubky bubnového kotle, stejně jako výparník, se zařazují do oblasti, kde mají spaliny nejvyšší teplotu. Poté jsou již řazeny přehříváky. Přehříváky mohou mít sálavou i konvekční charakteristiku. Úkolem přehříváků je dodat páře dostatek energie, protože jen tato energie získaná v přehřívácích je posléze využitelná na turbíně (obr. 2-2). Řízení teploty výstupní vysokotlaké páry je zajištěno vstříkovými ventily řazenými do oběhu právě v části přehříváků. Obvyklé konstrukce používaných kotlů [5], [8] většinou ještě využívají mezipřehřívání páry. Pára, která ve vysokotlaké části turbíny předá svou energii na hřídel a tím ztratí teplotu i tlak, je znovu přihřátá v kotli a odvedena na středně/nízkotlakou část turbíny. Řízení teploty výstupní středotlaké páry bývá zajištěno obtoky i vstříky. Součástí kotle, pro nějž je primárně model určen, je dále ještě protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (biflux), který zajišťuje energetickou výměnu mezi vysokotlakou (VT) a středotlakou (ST) párou.

Pro provoz energetické soustavy je užitečné využívat oba jmenované typy kotlů, protože každý je schopen lépe plnit jiné úkoly. Průtočný kotel dokáže lépe reagovat na rychlé změny, naopak bubnový je lepší při sledování dlouhodobějších pomalých změn, kde se dá využít značná akumulace bubnu.

¹ Pro popis je zapotřebí vždy dvojice stavových veličin, kde pojem „stavová“ se zde chápe jako stav plynu.



Obr. 2-2: Rankinův cyklus parního oběhu (převzato z [9])



Obr. 2-3: Průtočný kotel (blokové schéma)

2.2 Simulační modely a postupy

Simulace dynamických jevů probíhajících v tepelné elektrárně při výrobě páry lze chápat jako řešení problému šíření tepla v prostoru a čase při proměnných okrajových podmínkách [10]. Možnosti, jak se vypořádat s daným problémem, jsou široké [11], [12], [13]. Zmíníme některé základní přístupy k tvorbě rovnic a tím i základu pro simulační model.

První z klasických přístupů částečně rezignuje na primární nelinearitu v popisu systému a využije linearizaci výchozích nelineárních bilančních rovnic v pracovním bodě a lineární náhrady nelineárních vztahů [14], [15]. Zaobírá se pak jen úzkým okolím pracovního bodu a jednotlivé veličiny jsou buď v přírůstcích, nebo vyjádřené jako poměrové vůči výchozímu stavu. Mezi klasickou a stěžejní literaturu v oblasti stavby modelu na základě linearizací nelineárních rovnic v pracovním bodě lze zařadit monografii českým autorů [14], která zevrubně popisuje nejen tento přístup, ale zaobírá se i rozбором dalších dějů v oblasti tepelných a chemických procesů. Získané přenosové funkce a postup nutný k jejich nalezení svojí složitostí neodpovídají rozsahu možného použití. Při využití možností dnešní výpočetní techniky je zbytečné už od začátku ustupovat od nelineárního popisu. Pro získání lineárního popisu dynamiky výměníku, jež může být potřebný pro návrh řízení, je pak postačující i následující jednodušší přístup.

Druhý přístup [16], [8] využívá experimentálně zjištěné skutečnosti o chování páry a popis systému zredukuje do soustavy třech lineárních přenosových funkcí s časově neproměnnými parametry. Metoda založená na třech základních lineárních přenosových funkcích je využitelná především při standardním návrhu PID regulace. Přístup založený na koncepci několika známých přenosů pro definované děje má celou fázi volby řádu modelu, jejich parametrů a kalibrace založenou na předem známých a tabulkově či graficky popsáných závislostech nebo experimentálních odhadech. Zde se pro nalezení vhodného řádu modelu využívá postup popsáný profesorem Strejcem [17]. Tím se docílí relativně věrného tvaru dynamických odezev při standardních situacích.

Obě metody mají v podstatě stejné limity a stejný rádius použití. Hlavní omezení obou metod spočívá právě v linearizaci problému. Tím se bohužel omezuje použitelnost takového modelu jen na úzké okolí pracovního bodu. Simulační model se pak nedá

(nebo jen obtížně) použít na simulaci chování tepelného výměníku/kotle v širším pásmu provozních parametrů. Navíc se vždy pracuje s modelem posunutým do pracovního bodu, takže vazba na reálné parametry je možná pouze prostřednictvím zpětného posunu. U popisů výměníků, pracujících s párou jako hlavním médiem, je okolí pracovního bodu vždy závislé na popisovaném výměníku, protože parametry páry (především hustota) se výrazně mění s teplotou i tlakem. Většina v literatuře dostupných modelů se navíc soustředí pouze na ty typy tepelných výměníků, které jsou posléze zapojeny ve zpětných vazbách a řízeny, tedy na přehříváky. Přesto mají takové modely své opodstatnění a třeba jejich rozšířením do sítě modelů [18] lze dosáhnout akceptovatelných výsledků i pro širší výkonové rozpětí. Oba postupy jsou v následujícím textu pro přiblížení popsány.

Jakýmsi extrémem oproti lineárním popisům je popis tepelného výměníku jako systému s rozloženými parametry v jedné nebo více osách. Model, konstruovaný na základě takového přístupu, má vysokou míru shodnosti s reálem. Jeho použití v oblasti zjišťování dynamických vlastností větších celků může být však obtížnější třeba i z důvodů vysokých nároků na výkon počítače. Pro ověření a vývoj algoritmů řízení není tak rozsáhlá informace, kterou tento popis poskytne, vždy zcela využitelná. Pro řídicí obvod jsou plně postačující informace v místech, kde jsou měřicí čidla zapojená do zpětné vazby řídicího obvodu, tedy obvykle na vstupu do výměníku a na výstupu z výměníku. Koncepce popisu s rozloženými parametry se ve formě metody konečných prvků uplatňuje především ve strojírenství, v materiálovém inženýrství při zkoumání namáhání jednotlivých komponent, atd. Výhodně se však dá využít nelineární popis v tom případě, že se výchozí obecné předpoklady konkretizují na kotel a prostředí, ve kterém se tam pára pohybuje. Rozložení parametrů pro proudící páru totiž není nezbytně nutné uvažovat v prostoru, ale postačuje uvažovat rozložení jen v jedné ose (ve směru proudění). Takový matematický základ již může být zajímavým startovním bodem pro tvorbu vhodného simulačního modelu [19], [20].

Mezi oběma přístupy stojí nelineární popis systému s koncentrovanými parametry – globální bilance neizotermního systému [21], [22], [12]. Zde se dají využít výhody nelineárního popisu ke konstrukci modelu použitelného v širokém rozmezí vstupních hodnot [23], [24] a dostatečné rychlosti výpočtu i pro rozsáhlé systémy.

Model lze zkonstruovat tak, aby jeho výstupy byly informace právě z těch míst, kde jsou na reálném zařízení měřicí čidla a senzory. Navíc může model pracovat přímo v reálných fyzikálních veličinách a rozměrech jednotlivých veličin bez jakéhokoli posunu do pracovního bodu. Přesnost modelu je omezená výchozím řádem rovnic samotných globálních bilancí systému, což může být v některých případech značně limitující pro získání korektní dynamiky. Typickým představitelem této koncepce je Aström-Bellův model dynamiky bubnového kotle, přesněji bubnu s oběhovými trubkami [25]. V tomto modelu jsou použity právě základní myšlenky koncepce nelineárního popisu systému v reálných parametrech pomocí globálních bilančních rovnic. Pro dosažení reálnějších tvarů dynamických odezev jsou pak rovnice doplněny některými empirickými vztahy založenými na experimentech a zkušenostech. I tento postup je v následujícím textu popsán.

2.2.1 Linearizovaný model tepelného výměníku

„Dynamika regulovaných soustav v tepelné energetice a chemii“ [14] od trojice významných českých autorů může velmi dobře sloužit jako základní a současně i dost podrobná publikace v oblasti tepelných dějů v kotli, především pak v oblasti dynamiky tepelných výměníků. Mimo jiné je zde zpracován a vytvořen lineární popis dynamiky tepelného výměníku s vnuceným tepelným tokem, dynamika výměníku typu trubka v trubce stejně jako dynamika parní turbíny a mnoho dalších. Výměník s vnuceným tepelným tokem lze považovat za jeden z nejzákladnějších výměníků a znalost dynamických odezev na skokové změny vstupních veličin pak využít třeba i při další práci. Provedme krátké shrnutí základních myšlenek, které autoři používají a které by se mohli využít i pro další zkoumání a tvorbu modelů. Kompletní postup se všemi podrobnostmi je k dohledání v literatuře [14].

Matematický popis systému je založen na základní energetické bilanční rovnici pro tekutinu protékající potrubím s tím, že se zanedbává teplo vznikající hydraulickými ztrátami a všechny derivace tlaku jsou nulové. Rovnici pak lze zapsat ve tvaru

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial z} + F \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}. \quad (1.1)$$

Zavedme poměrnou souřadnici $\xi = z/L$ místo délkové souřadnice z . Dále pak vyjádříme všechny možné akční veličiny jako součty výchozích hodnot ustáleného

stavu a příslušného přírůstku $(T = T_0 + \Delta T, \dot{m} = \dot{m}_0 + \Delta \dot{m}, \dot{Q} = \dot{Q}_0 + \Delta \dot{Q})$. Pokud nyní dosadíme tyto přírůstkové veličiny do rovnice (1.1) a odečteme-li rovnici pro ustálený stav, můžeme psát bilanci v novém tvaru

$$\Delta \dot{Q} = \frac{\dot{m}_0 \cdot c_p}{L} \cdot \frac{\partial \Delta T}{\partial \xi} + \frac{\Delta \dot{m} \cdot c_p}{L} \cdot \frac{dT_0}{d\xi} + \frac{\Delta \dot{m} \cdot c_p}{L} \cdot \frac{\partial \Delta T}{\partial \xi} + F \cdot \rho \cdot c_p \cdot \frac{\partial \Delta T}{\partial t}. \quad (1.2)$$

Nyní zavedme poměrné veličiny pro všechny možné akční veličiny.

$$\varphi_T = \frac{\Delta T}{T_{vzt}}, \varphi_{\dot{m}} = \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_0}, \varphi_{\dot{Q}} = \frac{\Delta \dot{Q} \cdot L}{\dot{m}_0 \cdot c_p \cdot T_{vzt}}, \quad (1.3)$$

kde T_{vzt} je zvolená vztažná teplota. Jedna z možností vhodné volby této teploty je $T_{vzt} = T(L) - T(0)$. Po dosazení poměrových veličin, úpravách a po vytvoření Laplaceova obrazu obdržíme energetickou bilanci ve tvaru

$$\bar{\varphi}_{\dot{Q}}(\xi, s) = \frac{d\bar{\varphi}_T(\xi, s)}{d\xi} + A(\xi) \cdot s \cdot \bar{\varphi}_T(\xi, s) + \varepsilon(\xi) \cdot \bar{\varphi}_{\dot{m}}(\xi, s), \quad (1.4)$$

$$\text{kde } A(\xi) = \frac{F \cdot L \cdot \rho}{\dot{m}_0}, \varepsilon(\xi) = \frac{1}{T_{vzt}} \cdot \frac{dT_0}{d\xi} = \frac{\dot{Q}_0 \cdot L}{\dot{m}_0 \cdot c_p}.$$

Tím je vyřešena dynamika protékajícího média. Pro vyřešení celého tepelného výměníku se musí přidat rovnice popisující průtok tepla stěnou. Pro přestup tepla mezi pláštěm trubky a kapalinou platí

$$\dot{Q} = \alpha \cdot S \cdot (T_{Fe} - T), \quad (1.5)$$

kde $S = \pi \cdot d \cdot L$. Pokud budeme postupovat obecně, lze pro změnu prostupujícího tepla psát rovnici

$$\Delta \dot{Q}(s) = W_Q(s) \cdot \Delta \dot{Q}(s) + W_T(s) \cdot \Delta \dot{Q}^*(s), \quad (1.6)$$

která shrnuje jak vliv změny teploty protékající kapaliny, tak změny rychlosti průtoku, potažmo tedy přestupního koeficientu α . Nyní přidáme linearizovaný vztah pro změnu koeficientu přestupu tepla

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha_0} = 0,8 \cdot \frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}_0}. \quad (1.7)$$

Rovnice pro prostupující teplo bude nakonec po dosazení, úpravách a převedení do poměrových veličin ve tvaru

$$\varphi_{\dot{Q}}(\xi, s) = \varepsilon_{stř} \cdot W_{\dot{Q}}(s) \cdot \varphi_{\dot{Q}}(\xi, s) + W_T(s) \cdot [0,8 \cdot \varepsilon(\xi) \cdot \varphi_m(\xi, s) - a \varphi_T(\xi, s)], \quad (1.8)$$

$$\text{kde } \varepsilon_{stř} = \frac{T(L) - T(0)}{T_{vzt}}, \quad a = \frac{\pi \cdot d_{in} \cdot \alpha_0 \cdot L}{\dot{m}_0 \cdot c_p}$$

$$\text{a přenosy } W(s) \text{ lze nahradit nejjednodušeji takto } W_{\dot{Q}}(s) = \frac{1}{A_{\dot{Q}} \cdot s + 1} \text{ a } W_T(s) = \frac{B \cdot s}{A_Q \cdot s + 1},$$

$$\text{kde } A_{\dot{Q}} = \rho_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{g_{Fe}}{2 \cdot \lambda_{Fe}} \right) \text{ a } B = \frac{\rho_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot g_{Fe}}{\alpha}.$$

Rovnice (1.4) a (1.8) jsou základem pro vytvoření všech tří významných přenosů, které popíší teplotní dynamiku kapaliny protékající trubkou při změnách vstupní teploty, dodávaného tepelného toku a průtoku.

$$\frac{\bar{\varphi}_{T(L)}(s)}{\bar{\varphi}_{T(0)}(s)} = e^{\frac{L}{v_{0stř}} s - a \frac{B \cdot s}{A_{\dot{Q}} \cdot s + 1}} \doteq \frac{K_x}{(T_x \cdot s + 1)^n} \quad (1.9)$$

$$\frac{\bar{\varphi}_{T(L)}(s)}{\bar{\varphi}_{\dot{Q}}(s)} = \frac{\varepsilon_{stř}}{s \cdot \left(\frac{L}{v_{0stř}} + a \cdot B + \frac{L}{v_{0stř}} \cdot A_{\dot{Q}} \cdot s \right)} \cdot \left[1 - e^{\frac{L}{v_{0stř}} s - a \frac{B \cdot s}{A_{\dot{Q}} \cdot s + 1}} \right] \quad (1.10)$$

$$\frac{\bar{\varphi}_{T(L)}(s)}{\bar{\varphi}_m(s)} = \frac{\varepsilon_{stř}}{s} \cdot \frac{1 + (A_{\dot{Q}} - 0,8 \cdot B) \cdot s}{\left(\frac{L}{v_{0stř}} + a \cdot B + \frac{L}{v_{0stř}} \cdot A_{\dot{Q}} \cdot s \right)} \cdot \left[1 - e^{\frac{L}{v_{0stř}} s - a \frac{B \cdot s}{A_{\dot{Q}} \cdot s + 1}} \right] \quad (1.11)$$

Aproximace transcendentního přenosu uvedená v rovnici (1.9) je jednou z možných základních náhrad a vede k náhradě dynamikou systému s přenosem vyššího řádu, který je pro tyto systémy typický.

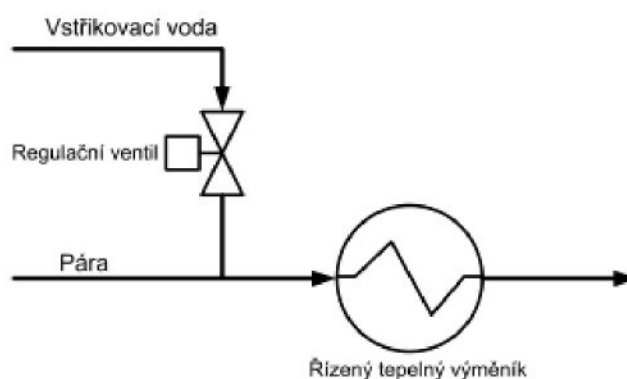
Tato kapitola krátce a stručně mapuje postupy, které byly popsány již před mnoha desítkami let a které by se při dnešních možnostech počítačů daly jistě vhodně zpracovat. Pro popis celého systému parního oběhu jsou však tyto rovnice jednak zbytečně komplikované, ale hlavně linearizované do oblasti pracovního bodu. Uvažuje se tedy vždy pouze daný pracovní bod a jeho úzké okolí. Jistou cestou by mohlo být sestavení setu takových modelů, které by byly schopny popsat dynamiku v širokém

provozním rozsahu. To by bylo ale velmi komplikované i s ohledem na fakt, že model je konstruován jako přírůstkový a simulace by se měla provádět na modelu pracujícím v reálných parametrech. Simulační model by měl pracovat v co nejširším rozsahu provozních hodnot a lépe je využít nelineárního popisu. Lineární popis má jistě své pevné místo při návrhu regulátorů, kde se ale zase více uplatňují ještě jednodušší vztahy.

2.2.2 Jednoduchá lineární aproximace tepelného výměníku

Z hlediska regulace a návrhu řídicího systému či při samotném nastavování regulátorů, je vhodné mít co nejjednodušší aproximaci chování soustavy. Zjednodušení musíme ale provádět s tou podmínkou, že alespoň v hlavních rysech zůstane zachována korespondence modelu a systému v dynamickém i statickém chování. U tepelných výměníků je taková náhrada samozřejmě možná. Dynamiku každého řízeného tepelného výměníku lze rozdělit do tří základních skupin:

- a) reakce na změnu vstupní teploty ohříváného média,
- b) reakce na změnu průtoku ohříváného média,
- c) reakce na změnu teploty či průtoku teplotnosného média – změna dodávaného tepelného příkonu



Obr. 2-4: Tepelný výměník s předřazeným vstřikovacím ventilem

Všechny základní reakce lze pozorovat právě především u řízených tepelných výměníků (obr. 2-4), kde cílené změny některých vstupních parametrů zajišťuje vstřikovací ventil. Tyto základní reakce se pak aproximují jednoduchou přenosovou funkcí. Dopad na změnu výstupní teploty je dán součtem jednotlivých účinků (obr. 2-5). Pro konstrukci je většinou postačující informace o statických vlastnostech, naopak pro návrh řízení je

zapotřebí především dynamiky. Přenosy při jednotlivých změnách se mohou vyjádřit takto [16], [8]:

$$F_{\Delta T}(s) = \frac{\Delta T(L)}{\Delta T(0)} = \frac{K_T}{(T_T \cdot s + 1)^n}, \quad (1.12)$$

$$F_{\Delta \dot{Q}}(s) = \frac{\Delta T(L)}{\Delta \dot{Q}} = \frac{K_Q}{T_Q \cdot s + 1}, \quad (1.13)$$

$$F_{\Delta \dot{m}}(s) = \frac{\Delta T(L)}{\Delta \dot{m}} = \frac{K_m}{T_m \cdot s + 1}, \quad (1.14)$$

kde $K_T = \frac{c_p(0)}{c_p(L)}$, $\kappa_p = \frac{\alpha \cdot S}{c_p \cdot \dot{m}} \rightarrow n, n \in \mathbb{Z}$, T_T se určí z grafů (obr. 2-6) jako nejbližší

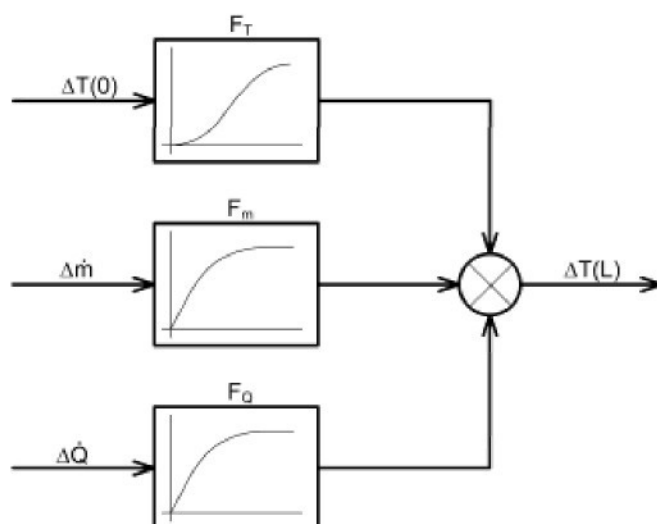
vhodná náhrada pro systém s dobou průtahu T_n , dobou náběhu T_n a z časové konstanty

$$T_R = \frac{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}{\alpha \cdot S} \quad (\text{založeno na [17]}). \quad \text{Dále je } K_Q = T(L) - T(0),$$

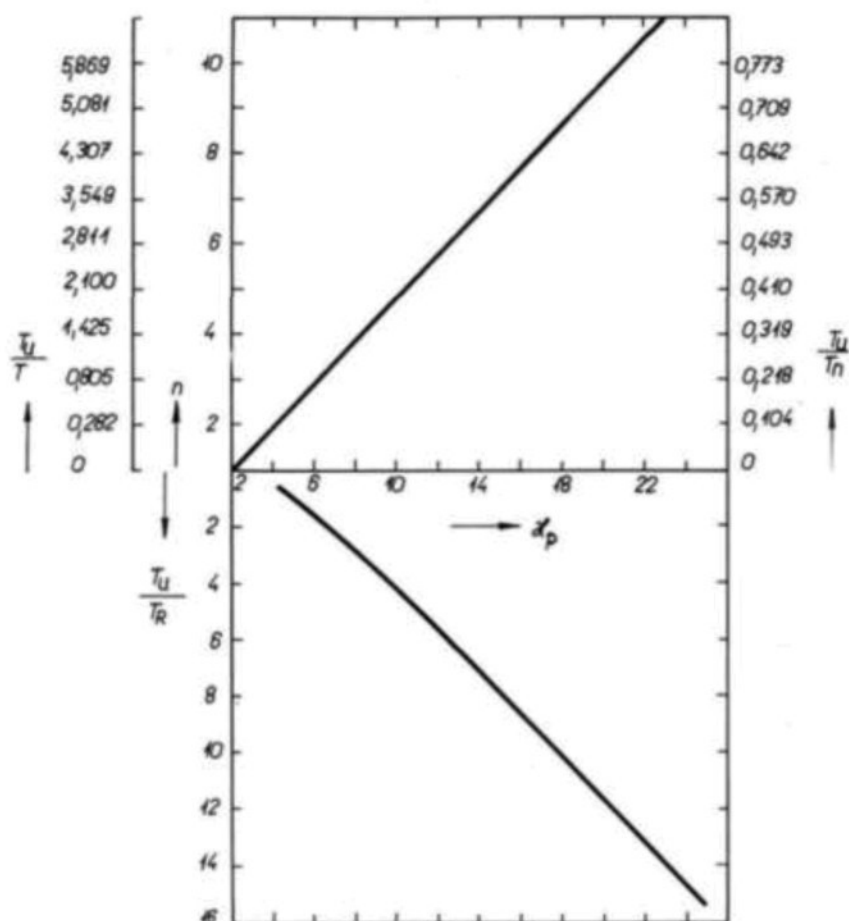
$$T_Q = [T(L) - T(0)] \cdot \frac{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}{\alpha_{prostup} \cdot S_{out}}, \quad K_m = (T(L) - T(0)) - \frac{\dot{m}}{T(L)} \cdot \left[\frac{\partial(T(L) - T(0))}{\partial \dot{m}} \right]_{\dot{m}},$$

$$T_m = \frac{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}{\dot{m} \cdot c_p}.$$

Použití takové soustavy přenosů pro modelování dynamiky větších celků není vhodné. Opět je zde problém s tím, že všechny koeficienty jsou pevně svázané s pracovním bodem a neakceptuje se žádná změna dynamiky ani zesílení pro simulace napříč širším pásmem výkonových hladin. Tento problém by mohla napomoci vyřešit síť takových modelů, kde by se koeficienty spojitě měnily. Prostřednictvím jednoduchých přenosů jde řešit i dynamika neregulovaných výměníků (výparník, ekonomizér, ...). Pro ověřování dynamických vlastností řídicího systému však takto tvořený model není nejvhodnější z důvodu nutnosti konstrukce sítě, zajištění vhodné variace parametrů a někdy až moc velkých aproximací dynamického chování výměníků. Pro základní představu o řízených tepelných výměnících a pro návrh regulátorů, především jednoduchých PI(D), je takový přístup použitelný. Zesílení, která u jednotlivých přenosů vychází, jsou někdy používána při základních statických odhadech vlastností výměníků.

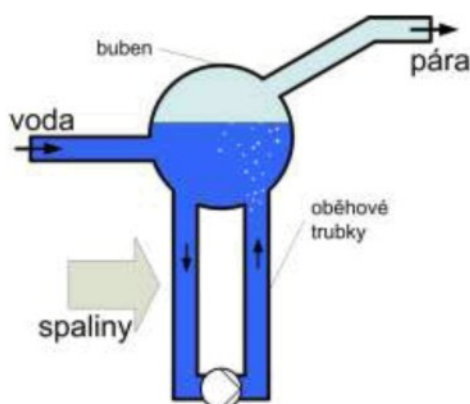


Obr. 2-5: Blokové schéma tepelného výměníku (např. pro přehřívák)

Obr. 2-6: Aproximace konstant přenosu $F_{\Delta T}$ (převzato z [8])

2.2.3 Aström Bellův model dynamiky bubnového kotle

Aström Bellův model [25] je jedním z klasických konstrukčních postupů a často citovaných modelů kotle. Jedná se o popis a konstrukci modelu bubnového kotle, přesněji řečeno pouze bubnu s oběhovými trubkami (obr. 2-7). Model je založen na myšlence globálních bilancí systému. Navíc se výhodně využije vlastností páry, která z bubnu vystupuje a která se v oběhových trubkách pohybuje. Pára v bubnu a oběhových trubkách má známý (počítaný i měřený) tlak. Všechny podstatné vlastnosti vody i páry jako jsou hustoty, entalpie či teplota vystupující páry, jsou jen funkcemi tlaku.



Obr. 2-7: Principiální schéma ohřevu vody a vzniku páry v bubnovém kotli

Pro prvotní popis jsou použity pouze základní bilanční rovnice, bilance na hmotách

$$\frac{d}{dt}(\rho_p \cdot V_p + \rho_v \cdot V_v) = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (1.15)$$

a bilance energií

$$\frac{d}{dt}(\rho_p \cdot V_p \cdot h_p + \rho_v \cdot V_v \cdot h_v - p \cdot V_c + m_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot T_{Fe}) = \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \quad (1.16)$$

Navíc se musí přidat rovnice, která popíše objemy obou tekutin, které v bubnu jsou. Předpokládá se, že přitékající a kolující voda společně se vznikající párou zaberou celý objem bubnu a oběhových trubek. Pro celý objem se tedy může psát

$$V_c = V_p + V_v \quad (1.17)$$

Na základě těchto rovnic, resp. přímo z nich, lze nejprve sestavit základní dvoustavový² model, kde stavy jsou tlak páry a objem vody. Tento model popisuje chování páry dostatečně, ale má jistá omezení. Například není možné vyčíslit výšku hladiny v bubnu, která je významnou kontrolovanou veličinou, protože model nepopisuje přesné rozložení vody a páry v popisovaném celkovém objemu. I proto se model dále rozšiřuje o podrobnější popis dějů v oběhových trubkách. Výsledkem je pak rozšířený čtyřstavový model, kde dalšími stavy jsou objem vody přímo v bubnu a suchost páry v oběhových trubkách. Zde je využito jednak již zmiňovaného faktu o vlastnostech páry při známém tlaku, a pak jsou zde zajímavě využity parciální derivace hustoty a entalpie podle tlaku³. Takový obrat ve své podstatě vede k redukci počtu neznámých právě díky využití známých vlastností páry a zprvu se stal zajímavým ústředním motivem pro konstrukci vlastního modelu výměníku v průtlačném kotli. Klíčovým prvkem pro konstrukci čtyřstavového modelu bubnového kotle je nalezení vhodného popisu dvoufázového média na základě popisu s koncentrovanými parametry namísto rozložených.

Kompletní sada rovnic pro popis dynamiky bubnu (tedy vody a páry v něm a v oběhových trubkách) má následující podobu:

$$\begin{aligned}
 e_{11} \cdot \frac{dV_v}{dt} + e_{12} \cdot \frac{dp}{dt} &= \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \\
 e_{21} \cdot \frac{dV_v}{dt} + e_{22} \cdot \frac{dp}{dt} &= \dot{Q} + \dot{m}_{in} \cdot h_{in} - \dot{m}_{out} \cdot h_{out} \\
 e_{32} \cdot \frac{dp}{dt} + e_{33} \cdot \frac{d\alpha_{ob\acute{e}h}}{dt} &= \dot{Q} - \alpha_{ob\acute{e}h} \cdot \dot{m}_{ob\acute{e}h} \cdot (h_s - h_v) \\
 e_{42} \cdot \frac{dp}{dt} + e_{43} \cdot \frac{d\alpha_r}{dt} + e_{44} \cdot \frac{dV_{p,ob\acute{e}h}}{dt} &= \frac{\rho_p}{T_d} \cdot (V_{p,ob\acute{e}h}^0 - V_{p,ob\acute{e}h}) + \frac{h_{in} - h_v}{h_s - h_v} \cdot \dot{m}_{in}
 \end{aligned} \tag{1.18}$$

kde

² Zde je pojem „stav“ chápán ve smyslu stavové veličiny vnitřního popisu simulačního modelu, ne jako stavová veličina plynu.

³ Hustota a tlak jsou zde chápány jako stavové veličiny plynu.

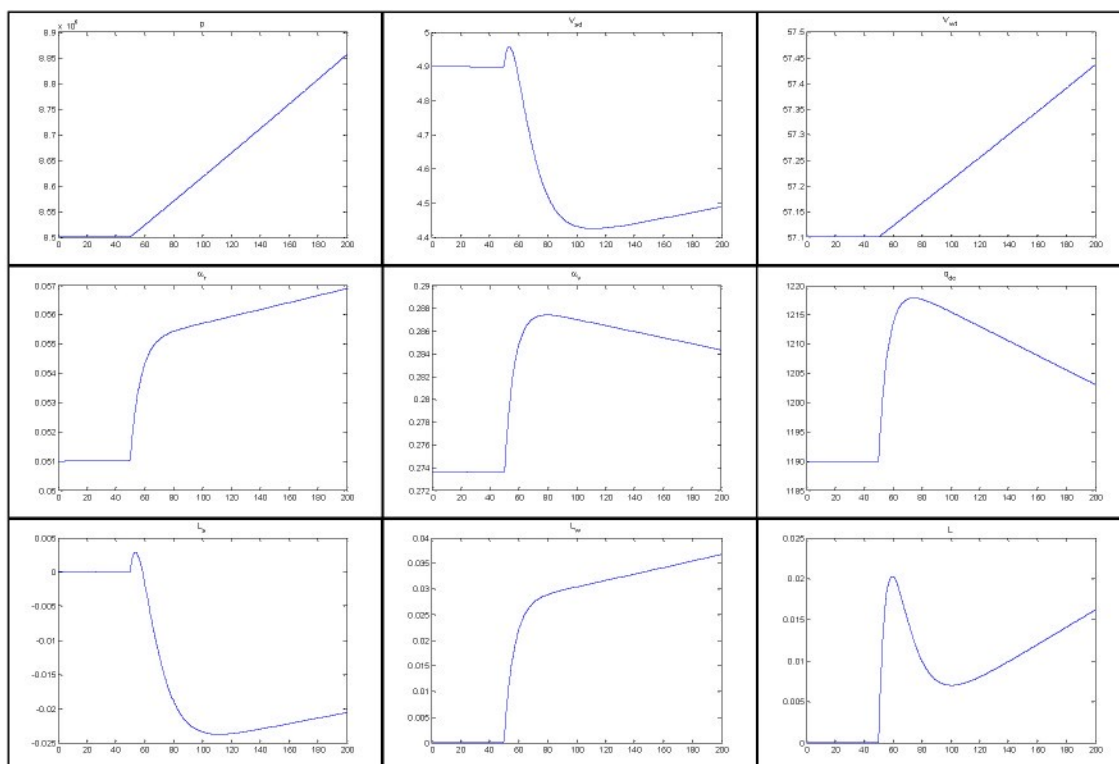
$$\begin{aligned}
 e_{11} &= \rho_v - \rho_s, e_{12} = V_v \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial p} + V_p \cdot \frac{\partial \rho_p}{\partial p}, e_{21} = \rho_v \cdot h_v - \rho_s \cdot h_s, \\
 e_{22} &= V_v \cdot \left(h_v \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial p} + \rho_v \cdot \frac{\partial h_v}{\partial p} \right) + V_p \cdot \left(h_s \cdot \frac{\partial \rho_s}{\partial p} + \rho_s \cdot \frac{\partial h_s}{\partial p} \right) - V_c + m_{Fe, bublen} \cdot c_{Fe} \cdot \frac{\partial T}{\partial p}, \\
 e_{32} &= \left(\rho_v \cdot \frac{\partial h_v}{\partial p} - \alpha_r \cdot (h_s - h_v) \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial p} \right) \cdot (1 - \bar{\alpha}) \cdot V_{ob\dot{e}h} + \\
 &\quad + \left((1 - \alpha_{ob\dot{e}h}) \cdot (h_s - h_v) \cdot \frac{\partial \rho_p}{\partial p} + \rho_p \cdot \frac{\partial h_p}{\partial p} \right) \cdot \bar{\alpha} \cdot V_{ob\dot{e}h} + \\
 &\quad + \left(\rho_p + (\rho_v - \rho_p) \cdot \alpha_{ob\dot{e}h} \right) \cdot (h_s - h_v) \cdot V_{ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial p} - V_{ob\dot{e}h} + m_{Fe, ob\dot{e}h} \cdot c_{Fe} \cdot \frac{\partial T}{\partial p}, \\
 e_{33} &= \left((1 - \alpha_{ob\dot{e}h}) \cdot \rho_p + \bar{\alpha} \cdot \rho_v \right) \cdot (h_s - h_v) \cdot V_{ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial p}, \\
 e_{42} &= V_{p, ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial \rho_p}{\partial p} + \frac{1}{(h_s - h_v)} \cdot \left(\rho_p \cdot V_{p, ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial h_p}{\partial p} + \rho_v \cdot V_{v, ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial h_v}{\partial p} - V_{p, ob\dot{e}h} - \right. \\
 &\quad \left. - V_{v, ob\dot{e}h} + m_{Fe, ob\dot{e}h} \cdot c_{Fe} \cdot \frac{\partial T}{\partial p} \right) + \\
 &\quad + \alpha_{ob\dot{e}h} \cdot (1 + \beta) \cdot V_{ob\dot{e}h} \cdot \left(\bar{\alpha} \cdot \frac{\partial \rho_p}{\partial p} + (1 - \bar{\alpha}) \cdot \frac{\partial \rho_v}{\partial p} + (\rho_p - \rho_v) \cdot \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial p} \right), \\
 e_{43} &= \alpha_{ob\dot{e}h} \cdot (1 + \beta) \cdot (\rho_p - \rho_v) \cdot V_{ob\dot{e}h} \cdot \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial \alpha_{ob\dot{e}h}}, e_{44} = \rho_p.
 \end{aligned}$$

Protože Aström-Bellův model reprezentuje velmi významný trend způsobu popisu dějů v kotli a konstrukci simulačního modelu, byl popisovaný model zkonstruován a ověřen. Veškeré parametry kotle, vstupující vody i vystupující páry byly převzaty přímo z původního článku. Základní konstrukční parametry simulovaného bubnového kotle jsou dle literatury [25] v tab. 1.

Tab. 1: Důležité simulační parametry Aström-Bellova modelu

$V_{buben} = 40 \text{ m}^3$	$V_{stoupaci tr} = 37 \text{ m}^3$	$V_{pádová tr} = 11 \text{ m}^3$
$A_{buben} = 20 \text{ m}^2$	$m_{celkem} = 300000 \text{ kg}$	$m_{trubky} = 160000 \text{ kg}$
$k = 25$	$\beta = 0,3$	$T_d = 12 \text{ s}$
$c_p = 500 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$	$\alpha_{ob\dot{e}h0} = 0,051$	$V_{v, celkem0} = 57,1 \text{ m}^3$
$V_{p, ob\dot{e}h0} = 4,9 \text{ m}^3$	$V_{p, ob\dot{e}h}^0 = 12,01 \text{ m}^3$	$A_{ob\dot{e}h} = 0,3548 \text{ m}^2$
$\alpha_v = 0,2736$	$\dot{m}_m = \dot{m}_{out} = 29,28 \text{ kg/s}$	

Zkonstruovaný model byl testován a testován pro různé situace. Na obr. 2-8 je zachycena situace, kdy je systém ve stabilním stavu na parametrech $p = 8,5 \text{ MPa}$, $\dot{Q} = 85,6 \text{ MW}$, $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} = 33,44 \text{ kg/s}$ a v čase 50 s je proveden skok na tepelném příkonu $\Delta\dot{Q} = +10\%$. Celý podrobný matematicko-fyzikální rozbor, parametry kotle a všechny podrobnosti jsou v původním článku [25].



Obr. 2-8: Výsledky vlastních simulací s Aström-Bellovým modelem bubnového kotle

3 Cíl práce a pracovní hypotézy

Jednou z hlavních motivací vzniku práce byly potřeby výzkumného centra MŠMT 1M06059 „Progresivní systémy a technologie pro energetiku“, na jehož řešení se náš ústav spolupodílí. Náš tým se zaměřuje na oblast inovací řídicích algoritmů kotlů. Úkoly se týkají především oblasti pokročilých algoritmů řízení, jako je robustní řízení, model prediktivní řízení (MPC), fuzzy řízení atd. a analýzy jejich možností implementace na řízení energetických zařízení.

Pro vývoj a především pak následné ověření každého algoritmu je potřeba mít možnost zjistit chování řídicího algoritmu ve spojení s daným systémem v co nejširším možném rozsahu provozních parametrů a při různých provozních i poruchových stavech. Simulační model je v tomto případě v podstatě jedinou variantou, jak zkoušet algoritmy řízení. Tím vyvstává otázka vhodného simulačního modelu kotle (především parního generátoru a přehřevu) i dalších částí oběhu vody/páry (turbína,...), který bude schopen pracovat v reálných fyzikálních rozměrech všech veličin a pro řídicí systém zastoupí řízený reálný systém v co nejreálnější podobě.

Dostupná literatura prezentuje mnoho způsobů, jak modelovat tepelné výměníky, jednotlivé součásti i větší celky kotlů, bohužel popisy jsou většinou buď kusé bez dostatečných detailů, nebo pro tento případ nepoužitelné z hlediska nemožnosti nasazení řídicích obvodů. A právě možnost spojit simulační model s řídicím obvodem je klíčovým parametrem výběru modelu! Dalším sporným bodem existujících modelů, které by třeba i byly vhodné pro ověření řídicích algoritmů, je jejich míra shody vůči reálnému zařízení. Významným krokem v konstrukci nelineárního modelu celého zařízení se zdá být využití spojení s tabulkami páry, které zajistí, že lze ten samý model provozovat ve velmi širokém rozsahu provozních parametrů bez jakýchkoli změn.

Vyústěním snahy nalézt vhodný model a zároveň nezbytnost takového modelu pro práce v rámci výzkumného centra bylo vznesení požadavku na konstrukci vlastního modelu kotle. Tento model musí být bezpodmínečně schopen simulovat chování daného zařízení i s připojeným řídicím obvodem. Jeho vstupními parametry mohou být pouze a jenom konstrukční parametry z technické výkresové dokumentace, které jsou ve fázi návrhu řídicího obvodu k dispozici. Taková podmínka je vyvolána reálnou situací, kdy

je potřeba modelovat vlastnosti kotle právě ještě před jeho vlastní fyzickou konstrukcí (tj. v době návrhu). Technická dokumentace již obsahuje některé základní statické výpočty pro jeden vybraný provozní režim, velikost tepelného příkonu do jednotlivých technologických celků kotle a tlakový spád na každém z nich. Postup prací by měl být koncipován ve směru od jednotlivých tepelných výměníků průtočného kotle až po spojení výměníků do kompletního modelu oběhu voda-pára v průtočném kotli.

K prvotnímu ověření správnosti chování vykonstruovaného modelu lze použít již vyprojektovaný řídicí systém. Řídicí systém je takové struktury, která je standardně nasazována při řízení obdobných zařízení. Následně lze porovnat statické a dynamické vlastnosti zkonstruovaného modelu s omezeným množstvím naměřených dynamických odezev na obdobných zařízeních, které jsou k dispozici, případně s další dostupnou literaturou. Velmi přínosné a užitečné je využití zkušeností vývojových pracovníků, kteří verifikují dynamické chování modelu.

Pro vyřešení vytyčeného cíle byl zvolen přístup sestávající z kombinace několika metod. Jako základ je použit přístup přes globální rovnice neizotermního systému. Tyto rovnice obsahují všechny důležité parametry a informace o sledovaném médiu a popisují je v čase. Vlastnosti páry, a tím i jedna z nejvýznamnějších nelinearit systému, jsou nedílnou součástí rovnic a při dynamických výpočtech je nezbytné je kontinuálně měnit v závislosti na aktuálním stavu. K tomu poslouží vhodná implementace tabulek páry.

Druhý přístup je založen na popisu tepelného výměníku jako systému s rozloženými parametry. Pojem rozložené parametry se v případě tepelných výměníků v kotli dá pro dosažení vytyčených cílů zjednodušit do popisu média v závislosti na čase a jedné polohové souřadnici.

Zcela zřetelnou komplikací obou metod bude implementace vlastností páry a v případě prvního přístupu i schopnost dosáhnout odpovídajících dynamických odezev. S tím také souvisí možnosti obou přístupů v oblasti kalibrace a přizpůsobení modelu reálnému systému. Problém dosažení odpovídajících dynamických odezev je vyvolán konstrukčním uspořádáním výměníků. Ve všech případech se jedná o trubkové svazky se značnou délkou. Takový systém se v principu vždy chová jako systém vyššího řádu

s jednou několikanásobnou časovou konstantou. Popis založený na globálních bilančních rovnicích však vede přímo na popis systému pomocí nízkých řádů (maximálně dvě časové konstanty).

Zkoušena a používána je i třetí varianta řešení daného problému, kterou lze označit jako jakousi kombinaci obou výše uvedených přístupů. Jedná se o využití globálních rovnic při délkovém rozložení výměníku na několik sériově řazených částí. To se ukázalo jako nezbytné právě pro dosažení potřebných a dostatečně pravdivých dynamických odezev na tepelných výměnících. Tímto přístupem již lze dosáhnout popisu systému s vyšším řádem a několikanásobnou časovou konstantou. Právě tato metoda popisu se ukázala jako klíčová a byla použita na většině výměníků.

Tabulky páry existují v mnoha podobách od mnoha autorů a samotné vlastnosti páry jsou popsány a jsou jednotné i díky mezinárodní organizaci IAPWS [26]. Vzhledem k tomu, že cílem je simulační model, je potřeba vybrat takovou variantu tabulek páry, která umožní jednoduchý a rychlý přístup k potřebným vlastnostem páry v každém výpočetním kroku. To znamená zvolit pokud možno nějakou elektronickou verzi. Pro tvorbu simulačního modelu bylo zvoleno simulační prostředí programu Matlab Simulink. Jako velmi vhodné se ukázaly tabulky implementované do utility XSteam.m [27] a programový balík FluidProp [28]. Výhodou tabulek XSteam je především jejich forma, čili to, že jsou napsány přímo pro Matlab ve formě m-filu. To je velmi užitečné zvláště při psaní embedded (zabudovaných, vložených) funkcí pro Simulink. Naproti tomu programový balík FluidProp má široké možnosti použití nejen pro páru a nejen v Matlabu. Jeho výhodou v některých případech může být způsob implementace, který je realizován prostřednictvím dynamické knihovny. Takové řešení by mělo zaručit relativně rychlý přístup k hledaným veličinám a ve spojení se Simulinkem se také osvědčilo.

Práce je soustředěna na obecný popis metod, které se dají využít ke konstrukci modelu oběhu voda-pára průtočného kotle. Teoretická analýza je následně implementována na konstrukční data [29] právě rekonstruovaného bloku elektrárny Pruněřov II (Tušimice II), ve které se zatím počítá se zabudováním podkritického průtočného kotle. Jedná se průtlachý dvoutahový kotel s granulačním ohništěm, parametry výstupní páry 575 °C/18,7 MPa VT, 580 °C/3,74 MPa ST, průtok 660 t/h.

Shrňme na konec nejdůležitější cíle práce:

- Nalezení vhodného simulačního modelu oběhu voda/pára průtočného kotle, který popíše systém s dostatečnou věrohodností. Vstupními parametry modelu mohou být jenom konstrukční data z technické výkresové dokumentace.
- Popsat metody použité při tvorbě simulačního modelu, porovnat jednotlivé přístupy a ukázat jejich možnosti.
- Umožnit připojení modelu řídicího systému k vytvořenému simulačnímu modelu.
- Vytvořit zázemí pro možnost vývoje nových algoritmů řízení.

4 Matematicko-fyzikální rozbor

4.1 Předpoklady pro použité metody zkoumání

Pro konstrukci modelu je nezbytné vyslovit předpoklady, za kterých se model konstruuje a kdy jsou simulační výsledky použitelné. Nejprve dva předpoklady ohledně použitých metod popisu a konstrukce modelu.

***Předpoklad 1:** Matematicko-fyzikální analýza vychází z koncepce stavového popisu. Je volen popis pomocí základních hmotnostních a energetických bilancí v aplikaci s koncentrovanými parametry, rozloženými parametry nebo diskretizací rozložených parametrů ve směru proudění podle vhodnosti u jednotlivých typů výměníků.*

Jako základní stavební kámen matematicko-fyzikální analýzy, která je založena na stavovém popisu, lze použít Eulerovy rovnice neizotermního systému pro jednodimenzionální proudění trubkou [21], [30] ve tvaru

$$\frac{\partial \rho(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial z} = 0, \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left[p(t, z) \cdot F + \frac{\dot{m}^2(t, z)}{\rho(t, z)} \cdot \frac{1}{F} \right] = -\frac{1}{2} \cdot \zeta \cdot \frac{|\dot{m}(t, z)| \cdot \dot{m}(t, z)}{\rho(t, z)} \cdot \frac{1}{V}, \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial u(t, z) \cdot \rho(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{m}(t, z) \cdot h(t, z)}{\partial z} = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial \dot{Q}(t, z)}{\partial z}. \quad (3.3)$$

První rovnice (3.1) představuje hmotnostní bilanci, druhá (3.2) momentovou rovnováhu a poslední (3.3) pak energetickou bilanci. Spolu se základním vztahem pro entalpii, který je znám z termodynamiky

$$u = h - \frac{p}{\rho}, \quad (3.4)$$

máme definovanou kompletní sadu rovnic, které jsou klíčem pro popis ohřívaného protékajícího média. Jako stavové veličiny se pak obvykle volí dvojice tlak – teplota či tlak – entalpie. Informace obsažené v těchto rovnicích jsou velmi komplexní a pro vyřešení problému hledání dynamiky média je vhodné přidat některé zjednodušující předpoklady.

***Předpoklad 2:** Vhodnost použití dané koncepce je vždy konfrontována s dostupnými daty [31] i vzájemným porovnáním simulačních výsledků modelů. Lze konstatovat, že model s rozloženými parametry je v pozici etalonu a další kroky vedou ke zjednodušení modelu (snížení řádu, ...) s co nejmenší ztrátou informace v oblasti dynamické odezvy a statického chování. Často je jako optimální přístup volena diskretizace rozložených parametrů ve směru proudění na několik (řádově jednotky) stejně dlouhých částí.*

Popis výměníku jako systému s rozloženými parametry by měl být jistě nejpresnější. Vzhledem k tvarovým dispozicím a způsobu pohybu ohřívané látky lze vždy uvažovat o zjednodušení celého popisu pouze na rozložení ve směru proudění. Ohřívaná látka se pohybuje v trubce malého kruhového průřezu. Model založený na popisu systému s rozloženými parametry by byl výpočtově značně náročný a získaná přesnost by šla na úkor rychlosti výpočtu, která je významným faktorem použitelnosti. Proto je model s rozloženými parametry použit jen zřídka a primárně v pozici „etalonu“ v době, kdy se hledá vhodná náhrada – jiný popis. Jako vhodná náhrada se může použít varianta sériového seřazení několika stejných částí výměníku, ke které lze dojít diskretizací popisu s rozloženými parametry pro pevně zvolenou délku elementu (podrobněji v kapitole 4.4) nebo varianta používající globální rovnice neizotermního systému pro popis dynamiky teploty páry (podrobněji v kapitole 4.3).

Nyní několik předpokladů svázaných s použitými postupy, nezbytnými požadavky na vstupní data a případná zjednodušení některých závislostí.

***Předpoklad 3:** Jsou zadány všechny potřebné konstrukční parametry všech zkoumaných tepelných výměníků (vnitřní a vnější průměr trubek, jejich počet, délka či přestupné plochy, materiál).*

S ohledem na umístění výměníků v kotli je obecně nutné rozlišovat způsob předávání tepla, který může být a je odlišný. Dále je nutné rozlišovat, na kterých plochách k tepelné výměně dochází. Zatímco u výstupního přehříváku a obou mezipřehříváků se jedná o konvekci, u šotů či výparníku se převážně jedná o sálání, případně sálání a

konvekci. Na tuto odlišnost je potřeba brát zřetel při tvorbě modelu, ale jen v tom případě, kdy se řeší kompletní přenos energie spaliny – trubka – pára⁴. Pokud jsou předem známe dodané tepelné příkony do tepelných výměníků, pak je naprosto postačující řešit jen tepelnou výměnu trubka – pára⁵, která má již vždy konvekční charakter přenosu tepla.

Předpoklad 4: *Mezi trubkou a párou se uvažuje přenos tepla konvekci. Teplo předané spaliny do trubky je předem známe a definované pro jednotlivé výkonové hladiny. Přenos tepla vedením v rámci trubky se zanedbává.*

S tepelnou výměnou souvisí i koeficient přestupu tepla. Opět je možné zvolit několik úhlů pohledu na jeho implementaci do modelu i na jeho odhad či výpočet. Samozřejmě existují způsoby, jak koeficient přestupu tepla mezi dvěma látkami (zde kovová trubka / pára či voda) zjistit numericky [5], například za pomoci Prandtlova čísla atd. Daleko zajímavější je využít empirických metod a zjistit alespoň počáteční odhad přestupního koeficientu z tabulek či grafů [7]. Dále je vhodné zahrnout alespoň přibližný vztah pro jeho závislost na průtoku média trubkou

$$\frac{\alpha(t)}{\alpha_0} = \beta \cdot \left(\frac{\dot{m}(t)}{\dot{m}_0} \right)^{0,8}, \quad (3.5)$$

kde β je konstanta (experimentálně nalezená), platná pro popisovaný výměník.

Předpoklad 5: *Koeficient přestupu tepla mezi trubkou a párou je závislý na rychlosti proudění daným výměníkem dle vzorce (3.5). Koeficient β je výsledkem kalibrace na výchozím průtoku $\dot{m}_0$.*

Při konstrukci modelu jsou, jak již bylo zmíněno, použity tři přístupy. Všechny budou v následujících kapitolách popsány a aplikovány nejprve na základní tepelný výměník, který bude představovat jedna trubka o známých rozměrech, a poté zobecněny na celý tepelný výměník. Zjednodušení celého výměníku do jedné trubky je možné, je

⁴ Řeší se přestup na dvou plochách. Vnější (spaliny-trubka) a vnitřní (trubka-pára).

⁵ Řeší se přestup pouze na vnitřní ploše.

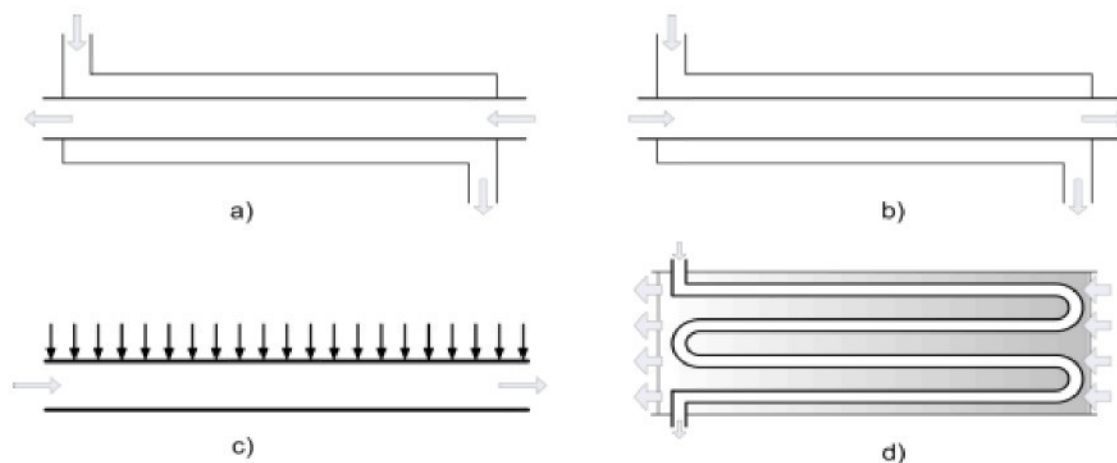
dostatečně ilustrativní a zároveň je i dále aplikovatelné, protože tepelné výměníky v kotli jsou trubkové svazky obtékané ve většině případů spaliny. Trubka bude umístěna do prostředí, které jí předává tepelnou energii – dodává tepelný příkon stejně jako je tomu v kotli u výměníků.

Předpoklad 6: Každý tepelný výměník bude

- a) buď reprezentován pouze jednou trubkou. Všechny vstupy jsou přepočítány na jednu trubku. Počet trubek a jejich rozměry v každém výměníku jsou předem známy. Předpokládá se standardní kruhový průřez trubky a známá délka výměníku.
- b) nebo reprezentován svojí hmotností a velikostí teplosměnných ploch. Vstupy se pak nemusí přepočítávat. Výměník se uvažuje jako celek.

Co je potřeba při matematicko-fyzikální analýze a stavbě modelu rozlišovat, je vzájemný směr proudění. Možné konstrukce vzájemného proudění jsou:

- protiproud (obr. 4-1a),
- souproud (obr. 4-1b),
- kolmé proudění (obr. 4-1c),
- kombinace protiproudu a souproudu (obr. 4-1d).



Obr. 4-1: Tepelné výměníky

***Předpoklad 7:** U všech tepelných výměníků spaliny-pára(voda) bude, není-li řečeno jinak, uvažováno kolmé proudění, kdy na každý délkový element trubky/výměníku připadá stejné množství dodaného tepelného příkonu.*

Takový předpoklad je možné vyslovit právě tehdy, když je znám dodávaný tepelný příkon do každého výměníku, každé části kotle. To je splněno, protože dodávaný tepelný příkon je součástí technologické dokumentace. V případě komplexnějšího řešení tepelného výměníku by se vzájemný směr proudění musel začít rozlišovat a brát v úvahu.

***Předpoklad 8:** Veškeré vstupní parametry do tepelného výměníku (teplota vstupující páry/vody, její průtok, její tlak a dodané teplo/tepelný příkon) jsou předem známe nebo vzniknou v rámci modelu jako výstupní parametry předchozího výměníku. Vstupní parametry jsou závislé na tepelném výkonu kotle a tato závislost je také předem daná.*

Pro případ, že by tepelný příkon do výměníku nebyl předem znám, je nutné znát parametry ohřívací látky a řešit problém jako komplexní úlohu předání tepla spaliny-trubka-pára. U látky dodávající potřebný tepelný výkon (téměř vždy spaliny) je nezbytné znát teplotu na vstupu, velikost průtoku a složení spalin, či lépe jejich měrnou tepelnou kapacitou. Celý výpočet by se mírně zkomplikoval a zároveň by nebylo možné vyslovit předpoklad 5. Jak by se takový problém mohl řešit je v práci také naznačeno a řešeno v rámci výměníku typu trubka v trubce (biflux) na předávání tepla mezi vysokotlakou a středotlakou párou a v kapitole 7.2, kde je popsána možnost rozšíření modelu o přenos tepelné energie ze spalin.

V souvislosti se známými vstupními parametry je zmíněn také tlak. Tlak je významnou veličinou, která ovlivní vlastnosti páry. Samotná dynamika tlaku se může v rámci výpočtů zanedbat jako nevýznamná. Přesto je potřeba uvažovat alespoň tlakový úbytek, který na každém výměníku je.

Předpoklad 9: Tlakový úbytek je předem známý alespoň na jedné, lépe na dvou výkonových hladinách. Do modelu je poté implementován jako lineárně závislý na hladině tepelného výkonu a v případě potřeby, u soustavy s rozloženými parametry, jako lineární úbytek ve směru proudění. Výchozím bodem je tlak na vstupu do subsystému/výměníku či dané technologie. Časová změna tlaku se může zanedbat.

Další možností řešení problematiky tlaku, jeho dynamiky a jeho prostorového vývoje je použít různě upravené a zjednodušené varianty momentové bilanční rovnice proudícího média, případně přidáním tlakových ztrát. Tlakové ztráty lze vyčíslit třeba na základě rovnice [7]

$$\Delta p_z = \int_0^L \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} dz, \quad (3.6)$$

kde je uvažována jak tlaková ztráta způsobená třením λ , tak se zde objevuje součinitel pro místní tlakové ztráty prouděním ζ . Problém může být ve vyčíslení obou koeficientů. Navíc u výparníku, kde dochází k fázové změně, je problém s délkou úseku jedné a druhé fáze. Přesto uvedený vztah nebo další metody je možné využít při zpřesňování modelu tepelného výměníku.

Jak již bylo zmíněno, je model konstruován v simulačním prostředí Matlab Simulink a cílem je dosáhnout model, který pracuje v širokém rozmezí provozních parametrů bez nutnosti dalšího zásahu do modelu. Klíčem k řešení takového požadavku, je vhodná numerická implementace vlastností páry. Tím se zajistí odpovídající vlastnosti páry v každém výměníku a každém výpočetním kroku.

Předpoklad 10: Termodynamické vlastnosti páry/vody jsou v každém simulačním výpočetním kroku počítány z tabulek vlastností páry/vody implementovaných do simulačního modelu.

Závěrem dva předpoklady týkající se zpracování výsledků a jejich ověření. Technická dokumentace průtočného kotle, která byla při konstrukci modelu k dispozici, byla klíčovým faktorem nejen při formulování požadavků na vstupy do simulací, ale i při ověření simulačních výstupů. Významnou částí je zajisté ověření chování modelu,

které se musí provést v uzavřené smyčce s řídicím obvodem, protože provoz reálného zařízení v otevřené smyčce je velmi omezený nebo nemožný. Tím pádem i většina dostupných měření z kotlů je z uzavřeného obvodu.

***Předpoklad 11:** Parametrizace a kalibrace ve statické i dynamické oblasti je provedena na základě dodané technické dokumentace. Úprava dynamických vlastností modelu je nadále možná například přidáním dynamikou teplotních čidel, změnou velikosti přestupních koeficientů, aj.*

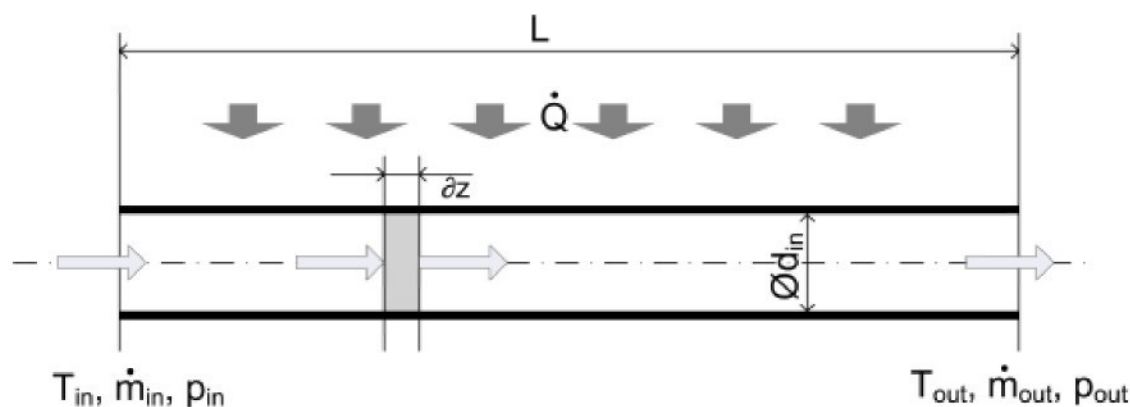
***Předpoklad 12:** Simulační model musí umožnit a umožňuje provádět simulace jak otevřeného, tak uzavřeného obvodu. Pro základní ověření dynamických vlastností modelu bylo využito kompletního zapojení modelu, tedy celá VT část a celá ST část s řídicím obvodem VT části i řídicím obvodem ST části. Oba řídicí obvody mají standardně používanou strukturu (základem je kaskádová struktura).*

4.2 Rozložené parametry

4.2.1 Dynamika ohřívání média

První popisovaný přístup je založen na předpokladu, že se tepelný výměník popíše jako soustava s rozloženými parametry. Jak bylo zmíněno, jedná se o základ modelu, který následně slouží pro první kalibraci všech ostatních modelů a lze na jeho základě rozhodnout o vhodnosti použití dalších přístupů. Popis je založen na vhodné úpravě výchozích Eulerových rovnic (3.1) až (3.3).

Pro jednoduchost vycházejme nejprve z hypotetického předpokladu, že postačí popsat dynamiku ohřivaného média bez interakce s trubicí. Samotný přestup tepla a dynamika trubky budou doplněny později. V této fázi bude popsána dynamika ohřivaného média v trubce (obr. 4-2).



Obr. 4-2: Bilance v trubkovém výměníku

Trubka slouží jako zjednodušení celého výměníku i ve všech dalších úvahách (předpoklad 6a). Trubka má po celé délce výměníku konstantní kruhový průřez. Uvažujme celkový dodaný tepelný příkon do média $\dot{Q}(t)$, který bude po celé délce trubky konstantně rozložen. Průřez trubek je malý a teplotní gradient, který vzniká v radiálním směru, se zanedbá. Teplota ohřivaného média bude tedy v celém průřezu daného elementu konstantní. Z toho plyne, že lze uvažovat rozložení teploty jen ve směru proudění. Pro popis je třeba uvažovat o základních bilancích hmot a energií, případně přidat bilanci hybností či informaci o tlakových ztrátách (3.6). Uvažujme trubku z obr. 4-2, kde je známý průřez trubky a její délka. Hmotnostní bilance pro protékající médium má tvar

$$\frac{\partial \rho(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial z} = 0. \quad (3.7)$$

Energetickou bilanci média můžeme formulovat v mnoha podobách. Jako základní použijme například tuto variantu

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(t, z) \cdot u(t, z) + \frac{1}{F} \frac{\partial}{\partial z} \dot{m}(t, z) \cdot h(t, z) = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z). \quad (3.8)$$

Vnitřní energii z rovnice (3.4) lze dosadit do rovnice (3.8) a dostaneme následující rovnici

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho(t, z) \cdot h(t, z) - \frac{\partial p(t, z)}{\partial t} + \frac{1}{F} \frac{\partial}{\partial z} \dot{m}(t, z) \cdot h(t, z) = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z). \quad (3.9)$$

Po úpravě obou derivací pak ve tvaru

$$\begin{aligned} h(t, z) \cdot \frac{\partial \rho(t, z)}{\partial t} + \rho(t, z) \cdot \frac{\partial h(t, z)}{\partial t} - \frac{\partial p(t, z)}{\partial t} + \\ + \frac{h(t, z)}{F} \cdot \frac{\partial \dot{m}(t, z)}{\partial z} + \frac{\dot{m}(t, z)}{F} \cdot \frac{\partial h(t, z)}{\partial z} = \frac{1}{F} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z) \end{aligned} \quad (3.10)$$

Rovnice pro hmotnostní a energetickou bilanci média musí platit současně. Pokud se z rovnice hmotnostní bilance (3.7) dosadí časová derivace hustoty do upravené rovnice energetické bilance (3.10) a použije se předpokladu nevýznamné časové změny tlaku, dostaneme rovnici popisující časovou změnu entalpie

$$\frac{\partial h(t, z)}{\partial t} = - \frac{\dot{m}(t, z)}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial h(t, z)}{\partial z} + \frac{1}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \dot{Q}(t, z). \quad (3.11)$$

Podle předpokladu 9 se může časová derivace tlaku zanedbat jako nevýznamná. Rovnici (3.11) nyní diskretizujeme pro $\partial z = \Delta z = L/n$ a řešíme pro celou trubku, tedy $i = 1 \dots n$. Výsledkem bude soustava n rovnic pro n částí trubky, kde hledanou stavovou proměnnou bude vždy entalpie. Předpokládejme, že průtok bude po celé délce trubky neměnný. To odpovídá též situaci, kdy $\partial \dot{m} / \partial z = 0$. Neboli

$$\dot{m}(t, z) = \dot{m}(t) \quad \& \quad \rho(t, p, z) = \rho(p, z) = \rho(p). \quad (3.12)$$

Tento předpoklad vede opět k rovnici (3.11) v nezměněném tvaru. Předpokládejme navíc konstantní délkovou hustotu dodaného tepelného příkonu po celé teplosměnné ploše, resp. v celé délce trubky. Pak lze za dodaný tepelný příkon dosadit dodaný tepelný příkon na jednotku délky.

$$\dot{Q}(t, z) = \dot{Q}(t) = \dot{q}(t) \cdot L. \quad (3.13)$$

Po diskretizaci dostáváme pro $i = 1 \dots n$

$$\left. \frac{dh(t)}{dt} \right|_i = - \left(\frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \rho(p_i) \cdot \Delta z} \cdot h(t) \right) \Big|_i - \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \rho(p_i) \cdot \Delta z} \cdot h(t) \Big|_{i-1} + \left. \frac{L}{F \cdot \Delta z \cdot \rho(p_i)} \cdot \dot{q}(t) \right|_i \quad (3.14)$$

Soustavu rovnic (3.14) lze zapsat ve vektorovém tvaru jako

$$\frac{d\mathbf{h}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Gamma}(\rho, t) \cdot \mathbf{h}(t) + \dot{q}(t) \cdot \frac{L}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Psi}(\rho, t) + \mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{h_0(t)}{\rho_1(t)}, \quad (3.15)$$

kde:

$$\mathbf{h}(t) = \begin{bmatrix} h_1(t) \\ h_2(t) \\ \dots \\ h_n(t) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{\Gamma}(t) = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\rho_1(p_1)} & 0 & \cdot & \cdot & 0 \\ \frac{1}{\rho_2(p_2)} & -\frac{1}{\rho_2(p_2)} & 0 & \cdot & 0 \\ 0 & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & 0 \\ 0 & \cdot & 0 & \frac{1}{\rho_n(p_n)} & -\frac{1}{\rho_n(p_n)} \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{\Psi}(t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1)} \\ \frac{1}{\rho_2(p_2)} \\ \cdot \\ \cdot \\ \frac{1}{\rho_n(p_n)} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{\Omega} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Poslední část rovnice (3.15)

$$\mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \Delta z} \cdot \frac{h_0(t)}{\rho_1(t)} \quad (3.16)$$

je vektor okrajových podmínek, za kterých se děj odehrává. Vyjadřuje parametry páry vstupující do výměníku (trubky). Tyto parametry se samozřejmě mohou v čase měnit.

Pozn.: Pokud by se předpokládala obecný průběh tepelného toku podél trubky, pak

$$\dot{\mathbf{q}} = \dot{\mathbf{q}}(t, z), \quad (3.17)$$

$$\frac{d\mathbf{h}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \Gamma(\rho, t) \cdot \mathbf{h}(t) + \frac{L}{F \cdot \Delta z} \cdot \Psi^*(\rho, t) \cdot \dot{\mathbf{q}}(t, z) + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{h_0(t)}{\rho_1(t)}, \quad (3.18)$$

$$\text{kde } \Psi^*(\rho, t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1)} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho_2(p_2)} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \frac{1}{\rho_n(p_n)} \end{bmatrix}.$$

Pro další úvahy však předpokládejme, že tepelný tok bude po celé délce trubky konstantní.

Předpoklad 9 o známém tlakovém spádu se v celé rovnici, především pak v jednotlivých vlastnostech páry, projeví prostorovou závislostí hustoty na aktuálním tlaku v daném řezu trubky. Jinak řečeno závislost veličiny na prostorové souřadnici je adekvátní její závislosti na tlaku. Vývoj tlakových ztrát v trubce je možné uvažovat buď jako lineární se vzdáleností, nebo přesněji podle vztahu (3.6) jako funkci aktuální hustoty ve zkoumaném elementu trubky.

Díky znalosti entalpie v každém časovém okamžiku a ve všech sledovaných řezech trubky, lze spočítat teplotu protékaného média v trubce $T = T(t, h, p, z)$ i na konci trubky $T = T(t, h, p, L)$.

Rovnice (3.15) má jako stavovou proměnnou entalpii. V některých aplikacích je vhodné uvažovat o teplotě jako stavové proměnné. Teplotu lze téměř vždy měřit. Jeden z možných přepočtů, který vede k teplotě jako stavové proměnné, je založen na důsledku 1. zákona termodynamiky. Jedna z definic entalpie má tvar

$$\partial h = c_p \cdot \partial T. \quad (3.19)$$

Rovnici dynamiky ohřívání média (3.11) pak lze, při zachování výše uvedených předpokladů, přepsat do tvaru

$$c_p(t, z) \frac{\partial \mathbf{T}(t, z)}{\partial t} = - \frac{c_p(t, z) \cdot \dot{m}(t, z)}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial \mathbf{T}(t, z)}{\partial z} + \frac{L}{F \cdot \rho(t, z)} \dot{q}(t) \quad (3.20)$$

a po diskretizaci

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{T}(t)}{dt} = & \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \Gamma(\rho, t) \cdot \mathbf{T}(t) + \dot{q}(t) \cdot \frac{L}{F \cdot \Delta z} \cdot \Psi_c(\rho, c_p, t) + \\ & + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}, \end{aligned} \quad (3.21)$$

kde

$$\mathbf{T}(t) = \begin{bmatrix} T_1(t) \\ T_2(t) \\ \dots \\ T_n(t) \end{bmatrix} \text{ a } \Psi_c(\rho, c_p, t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1) \cdot c_{p1}(p_1)} \\ \frac{1}{\rho_2(p_2) \cdot c_{p2}(p_2)} \\ \vdots \\ \frac{1}{\rho_n(p_n) \cdot c_{pn}(p_n)} \end{bmatrix}$$

jsou vektor teplot ohřivaného média v jednotlivých řezech a pozměněný vektor Ψ přidáním proměnné měrné tepelné kapacity v závislosti na poloze řezu (tlaku).

Příklad 4-1

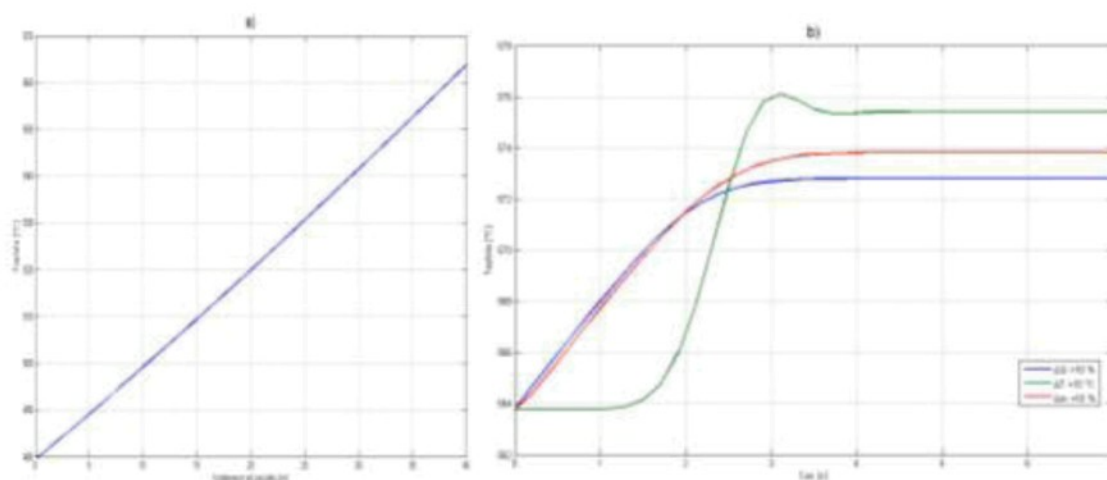
Mějme trubku o $\varnothing 38 \times 7,1$ mm×mm a délce 40 m. Pára na vstupu nechť má teplotu 480 °C, tlak 18 MPa a protéká hmotnostním průtokem 0,45 kg/s. Dodáváme tepelný příkon 114 kW. Tlaková ztráta na délce trubky je 29 kPa. Sledujme:

- rozložení teplot v trubce při konstantních okrajových podmínkách,
- teplotu na konci trubky při změně dodávaného tepla o +10 %,
- teplotu na konci trubky při změně vstupní teploty o +10 °C,
- teplotu na konci trubky při změně průtoku o -10 %.

Nadto předpokládejme, že páru trubka žádným způsobem neovlivňuje. Takový předpoklad se dá chápat jako čistě demonstrativní případ, kdy páře dodáváme tepelnou energii přímo. Při změnách na teplotě a průtoku předpokládáme konstantní tepelný příkon do páry.

Řešení:

Pro simulaci použijme rovnici (3.21), která popisuje dynamiku média protékajícího trubkou.



Obr. 4-3: Výsledky simulací rozložení teplot (a), teplota na konci při různých změnách na vstupu (b)

Na obr. 4-3a) je zobrazeno rozložení teplot v trubce, které zůstává stejné i pokud se přidá interakce s trubkou. Obr. 4-3b) pak ukazuje průběh výstupní teploty při skocích na jednotlivých vstupních veličinách. Je zřejmé, že dynamika samotné páry (bez interakce s trubkou) je velmi rychlá a tvary křivek jsou mírně odlišné od standardu. ■

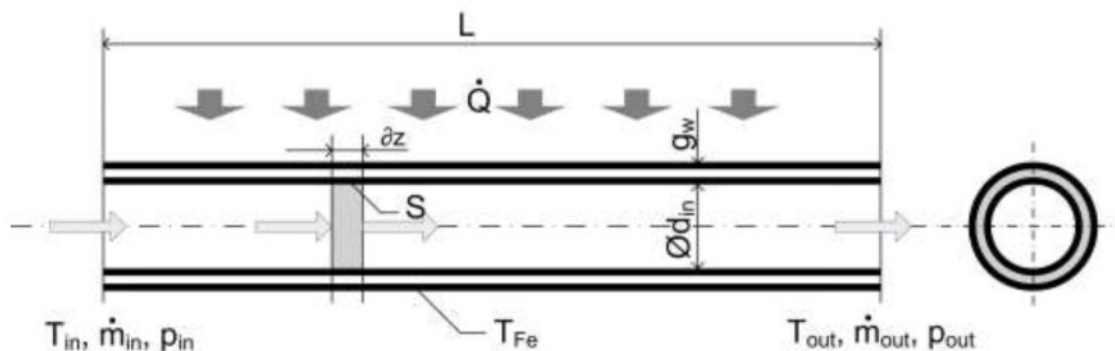
V případě, že se parametry ohřívaného média na obou koncích trubky nebudou výrazně lišit, je možné uvažovat o zjednodušení. To je založeno na úvaze, že hustota i měrná tepelná kapacita jsou v celém ohřívaném médiu konstantní. Rovnice dynamiky ohřívaného média pak bude mít tvar

$$\frac{dT(t)}{dt} = -\frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z \cdot \rho} \cdot T(t) + \dot{q}(t) \cdot \frac{L}{c_p \cdot F \cdot \Delta z \cdot \rho} + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}. \quad (3.22)$$

4.2.2 Dynamika trubky a její interakce s okolím

Nyní uvažujme dynamiku trubky. Je známo, že trubka je kovová a její materiálové vlastnosti jsou dané. Celý proces předání tepla tedy nyní zobecníme přidáním dalšího ohřívaného celku – kovové trubky (obr. 4-4). Trubka bude mít samozřejmě vliv na rychlost dynamických změn teploty proudícího média. První interakcí s okolím je příjem energie, kterou trubka získá vnějším působením

obtékajících spalin. Zároveň probíhá ale interakce s médiem protékajícím trubkou na vnitřní straně, kde se bude energie odevzdávat.



Obr. 4-4: Tepelný výměník a jeho interakce s trubkou

Přenos tepla mezi trubkou a protékajícím médiem má dozajista vždy konvekční charakter. Je nezbytné uvažovat koeficient přestupu mezi trubkou a protékajícím médiem. Dynamika trubky bude mít tvar

$$\frac{dT_{Fe}(t, z)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{\text{dodané}}(t, z) - \dot{Q}_{\text{odevzdané}}(t, z)), \quad (3.23)$$

kde $m_{Fe} = \rho_{Fe} \cdot \pi \cdot d_s \cdot g_{Fe} \cdot L$ a $d_s = \frac{1}{2} \cdot (d_{in} + g_{Fe})$

a musí platit pro každý element trubky. Pro dodaný tepelný příkon vyslovme stejný předpoklad jako pro dodaný tepelný příkon do páry v předešlých úvahách. Dodaný tepelný příkon je konstantní po celé délce trubky, což může odpovídat příčnému proudění. Pro případ, že by bylo nezbytné odlišit či uvažovat různé typy proudění, musí se dodaný tepelný příkon počítat zvlášť, případně uvažovat nějaký gradient ve směru proudění. Uvažujme příčné proudění, kdy tepelný příkon dodaný do každého elementu je stejný, tedy konstantně rozložený po celé délce trubky. Odevzdané teplo bude nyní určitě závislé na teplotách obou vzájemně se dotýkajících médií a na přestupním koeficientu mezi nimi.

$$\dot{Q}_{\text{odevzdané}}(t, z) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot \Delta T(t, z) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t, z) - T(t, h, p, z)), \quad (3.24)$$

kde $S = \pi \cdot d_{in} \cdot L$ pro celou trubku.

Rovnice teplotní dynamiky trubky (3.23) po dosazení odevzdaného tepla (3.24) bude možné psát ve tvaru

$$\frac{dT_{Fe}(t, z)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t, z) - T(t, h, p, z))). \quad (3.25)$$

Dále se musí zajistit interakce mezi trubicí a ohříváním médiem i v rovnici teplotní dynamiky ohřívajícího média. V rovnici (3.11) se jedná o tepelný příkon dodaný ohřívajícímu médiu $\dot{Q}(t)$, který bude nyní závislý na prostorové souřadnici z a bude počítán z rovnice (3.25). Nejjednodušší je přidat tuto interakci při tvorbě simulačního schématu přímou vazbou mezi vypočítávanou entalpií ohřívajícího média, tím i jeho teplotou, a aktuální teplotou trubky. Při dosazování do rovnic je nyní samozřejmě výhodnější mít jako stavovou proměnnou teplotu. Po dosazení (3.19) do (3.11) a současném vyčíslení přijatého tepelného příkonu (3.24), bude mít energetická bilanční rovnice podobu

$$\begin{aligned} c_p(t, z) \cdot \frac{\partial T(t, z)}{\partial t} = & - \frac{c_p(t, z) \cdot \dot{m}(t, z)}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial T(t, z)}{\partial z} + \\ & + \frac{1}{F \cdot \rho(t, z)} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \alpha(\dot{m}) \cdot S(z) \cdot (T_{Fe}(t, z) - T(t, z)), \end{aligned} \quad (3.26)$$

kde se již objevuje i vzájemná interakce s trubicí. Po diskretizaci ve směru proudění a převedení do vektorového tvaru dojdeme k novému tvaru energetické bilance ohřívajícího média

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{T}(t)}{dt} = & \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Gamma}(\rho, t) \cdot \mathbf{T}(t) + \\ & + \frac{\alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in}}{F} \cdot \mathbf{\Psi}_c^*(\rho, c_p, t) \cdot (\mathbf{T}_{Fe}(t) - \mathbf{T}(t)) + \\ & + \mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}, \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\text{kde } \Psi_c^*(t) = \begin{bmatrix} \frac{1}{\rho_1(p_1) \cdot c_{p1}(p_1)} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \frac{1}{\rho_2(p_2) \cdot c_{p2}(p_2)} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \frac{1}{\rho_n(p_n) \cdot c_{pn}(p_n)} \end{bmatrix}.$$

Kompletní popis dynamiky ohřivaného média a trubky, tedy celého výměníku, sestává ze soustavy diferenciálních rovnic (3.27) a (3.25). Tato soustava rovnic je nezávislá na skupenství ohřivaného média, ba dokonce je schopna počítat se skupenskou změnou v trubce. Toho se dá výhodně použít u výparníku, kdy na vstupní straně je voda a na výstupu je již pára.

Příklad 4-2

Mějme stejnou trubku a stejné parametry páry jako v příklad 4-1. Sledujme opět:

- teplotu na konci trubky při změně dodávaného tepla o +10 %,
- teplotu na konci trubky při změně vstupní teploty o -10 °C,
- teplotu na konci trubky při změně průtoku o -10 %.

Nyní však předpokládejme, že páru trubka ovlivňuje a energie se již nedodává přímo do páry ale do trubky. Pára pak získává konvekci energii z trubky. Takový předpoklad se dá chápat jako popis reálného tepelného výměníku v kotli při známém dodávaném tepelném příkonu. Při změnách na teplotě a průtoku předpokládáme konstantní tepelný příkon do páry.

Řešení:

Pro simulaci použijme model založený na rovnicích (3.27), která popisuje dynamiku média protékajícího trubkou a (3.25), která popisuje teplotní dynamiku trubky. Takto koncipovaný případ již odpovídá reálnému tepelnému výměníku. Výsledky simulačních experimentů jsou na obr. 4-5. Je zřejmé, že dynamika teploty má pro změny na jednotlivých vstupech předpokládané tvary.

Jako zajímavé se může jevit porovnání nelineárního modelu v popisu s rozloženými parametry s nějakým jiným přístupem ke stavbě modelu. Pro porovnání

byla zvolena jedna z jednoduchých náhrad dynamiky protékajícího média, která je popsána v kapitole 2.2.2. Na obr. 4-6 je zachyceno porovnání dynamiky teploty páry pro nelineární model s rozloženými parametry a lineární náhrady dle rovnice (1.12). V tomto případě byly hledány řád systému, zesílení a časová konstanta. Z odezev nelineárního modelu víme, jaké jsou teploty a tlaky na začátku i konci výměníku. Můžeme tedy vypočítat zesílení, řád systému n v (1.12) (z koeficientu κ) a časovou konstantu na základě grafu obr. 2-6.

$$K_T = \frac{c_p(0)}{c_p(L)} = \frac{c_p(18 \text{ MPa}, 480^\circ\text{C})}{c_p(17,97 \text{ MPa}, 563^\circ\text{C})} = \frac{3290}{2806,7} \cong 1,172 \quad (3.28)$$

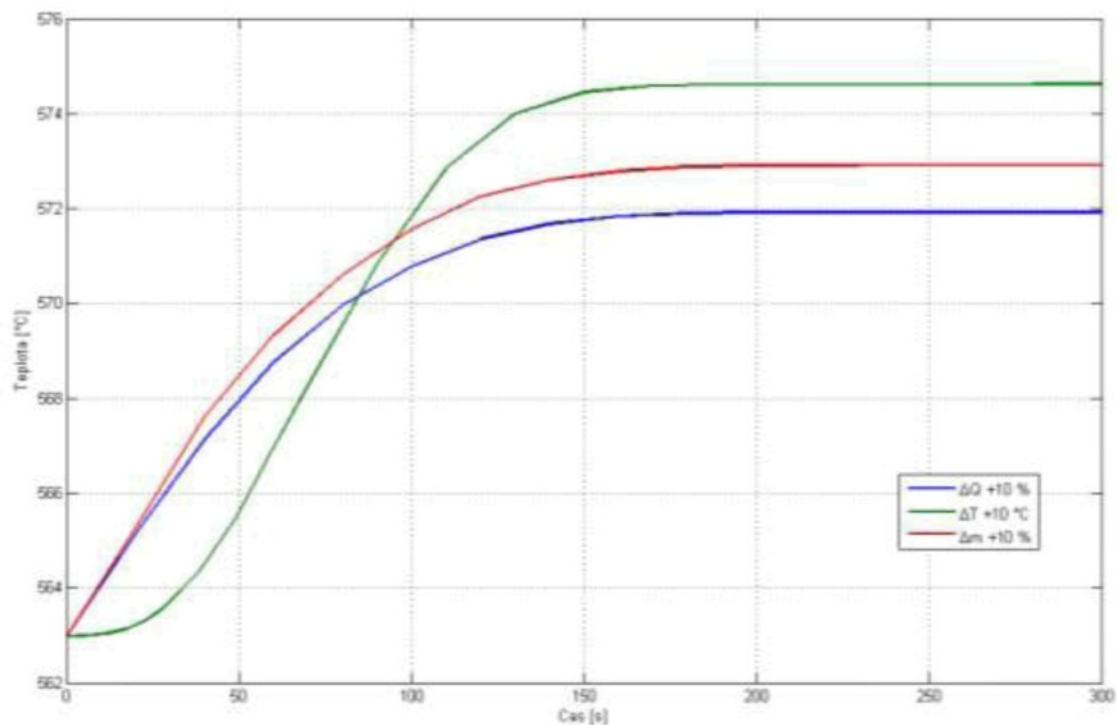
$$\kappa_p = \frac{\alpha \cdot S}{c_p \cdot \dot{m}} = \frac{5000 \cdot 2,99}{3000 \cdot 0,45} \cong 11,07 \rightarrow n = 5; \frac{T_u}{T_R} = 5; \frac{T_u}{T} = 2,1 \quad (3.29)$$

$$T_T = T = \frac{T_u}{2,1} = \frac{5 \cdot T_R}{2,1} = \frac{5}{2,1} \cdot \frac{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}{\alpha \cdot S} = \frac{5}{2,1} \cdot \frac{215,04 \cdot 465}{5000 \cdot 2,99} \text{ s} \cong 15,92 \text{ s} \quad (3.30)$$

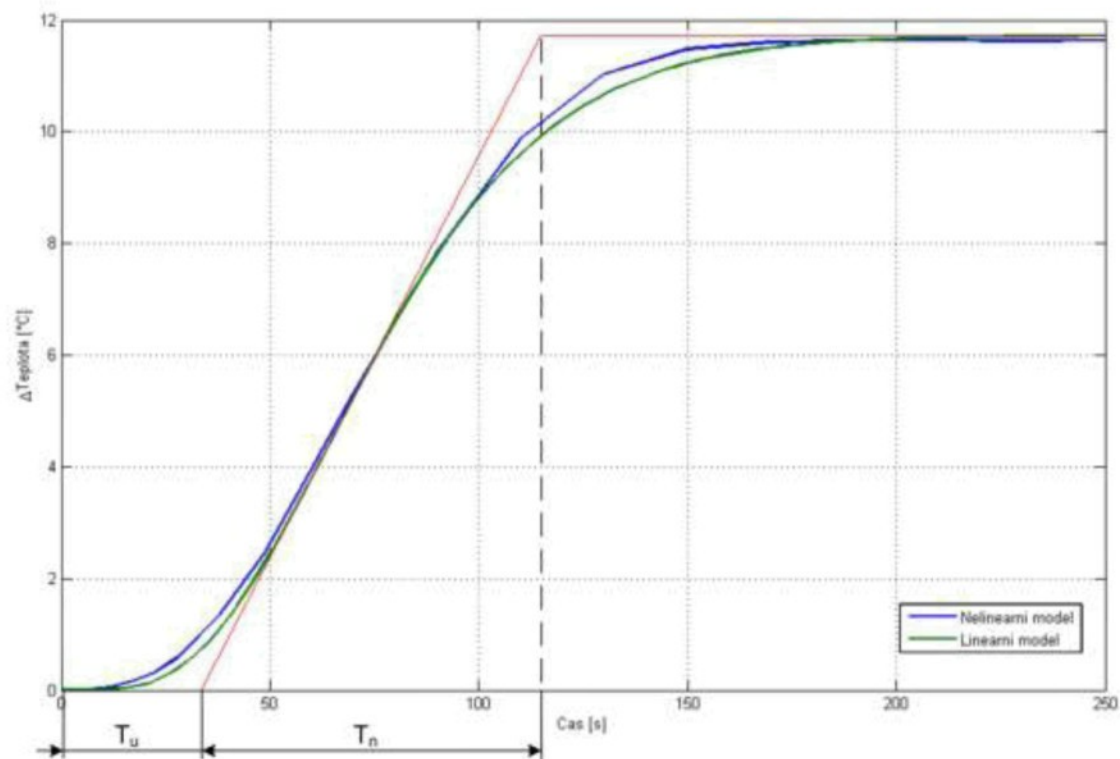
Aproximovaný přenos, jehož skoková odezva je na obr. 4-6, lze tedy aproximovat

přenosovou funkcí $F_T = \frac{1,172}{(15,92 \cdot s + 1)^5}$. Z obrázku je patrné, že v případě skokové

změny teploty je korespondence dobrá. Musíme mít však nadále na paměti, že model je platný pouze v okolí pracovního bodu a navíc je nutné předem znát parametry páry na konci trubky (ty lze získat například statickou analýzou).



Obr. 4-5: Výsledky simulací – příklad ohřívání trubky, již protéká pára



Obr. 4-6: Porovnání nelineárního modelu s lineární náhradou (kapitola 2.2.2)

■

Vnější interakce trubky se spaliny může být, pokud začneme rozlišovat vzájemný směr proudění, značně komplikovanější na popis. Navíc je zde potřeba rozlišovat, uvažovat a specifikovat umístění konkrétního výměníku v kotli. Přenos tepelné energie má v každém místě v kotli odlišný charakter. V zadním tahu jde pouze o konvekční charakter přenosu energie, u prvních přehříváků či výparníku se vzhledem k jejich umístění jedná o sálavý charakter, případně kombinaci obou najednou. To samozřejmě závisí na konkrétní konstrukci kotle. Obecně lze ale konstatovat, že v místech, kde je teplosměnná plocha ozářena plamenem, dochází k přenosu tepla především sáláním či kombinací sálání a konvekce. Naopak v místech, kde se tepelná energie předává pouze ze spalín, je pouze konvekční charakter přenosu tepla. Pro každý z případů platí jiné vztahy pro dodaný tepelný příkon, dodané teplo. V případě konvekčního přenosu energie je situace již popsána. Dodaný tepelný výkon je především závislý na průtoku. Pro předání energie mezi trubkou a vodou/párou lze pro ustálené stavy uvažovat předaný tepelný výkon ve tvaru

$$\dot{Q} = k_{k,p} \cdot \dot{m}^{0,8} \cdot (T_{Fe} - T), \quad (3.31)$$

pro předávání energie mezi spaliny a trubkou pak

$$\dot{Q} = k_{k,s} \cdot \dot{m}^{0,65} \cdot (T_{spaliny} - T_{Fe}). \quad (3.32)$$

Oba tyto vztahy jsou do jisté míry empirickými, jejich korespondence s reálným chováním je dostatečná [32]. U sálavého předávání energie je známý vztah pro předaný tepelný výkon popsáný vztahem

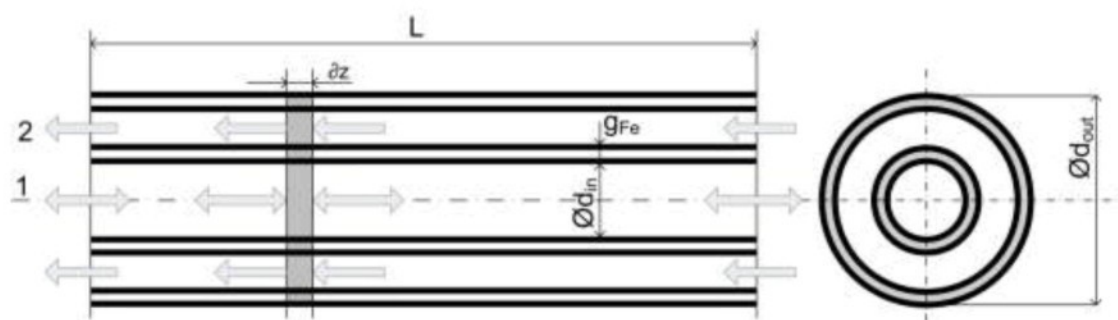
$$\dot{Q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot (T_{spaliny}^4 - T_{Fe}^4). \quad (3.33)$$

Všechny tyto vztahy je potřeba vhodně implementovat do rovnic popisujících dynamiku výměníku, pokud začneme uvažovat kompletní řešení se spaliny jako zdrojem energie⁶.

Uvažujme dále přidání další, vnější interakce trubky se spaliny, či jiným zdrojovým médiem. V tom okamžiku začíná být významný i vzájemný směr proudění zdrojového média a ohřivaného média a je třeba jej důkladně rozlišovat. Důsledky

⁶ Pokud by se řešení rozšířilo nad platnost předpokladu 4. Ten by pak samozřejmě pozbyl své platnosti a smysluplnosti.

směru proudění jsou ukázány na výměníku typu trubka v trubce, kde zdrojem energie je médium ve vnitřní trubce a odběratelem médium ve vnější trubce. Takový výměník je i v popisovaném kotli přítomen a slouží pro předání části energie vysokotlaké páry páře středotlaké. Uvažujme tedy tepelný výměník dle obr. 4-7.



Obr. 4-7: Tepelný výměník typu trubka v trubce

Samozřejmě i zde musí platit základní bilance a to pro obě média. Uvažujme částečné zjednodušení, že tlak, hustota a měrná tepelná kapacita jsou v celé trubce stejné, tedy nezávislé na vzdálenosti od počátku z . Pro výměník pak lze zapsat energetické bilance obou médií a teplotní dynamiku trubky ve tvaru

$$\frac{\partial T_1(t, z)}{\partial t} = \pm \frac{\dot{m}_1(t)}{F_1 \cdot \rho_1} \cdot \frac{\partial T_1(t, z)}{\partial z} + \frac{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_o}{F_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fe}(t, z) - T_1(t, z)), \quad (3.34)$$

$$\frac{\partial T_2(t, z)}{\partial t} = - \frac{\dot{m}_2(t)}{F_2 \cdot \rho_2} \cdot \frac{\partial T_2(t, z)}{\partial z} + \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_{in}}{F_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fe}(t, z) - T_2(t, z)), \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_{Fe}(t, z)}{\partial t} = & \frac{\alpha_1 \cdot d_o}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_1(t, z) - T_{Fe}(t, z)) + \\ & + \frac{\alpha_2 \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_2(t, z) - T_{Fe}(t, z)) \end{aligned} \quad (3.36)$$

Tato soustava rovnic je ve své podstatě dvakrát energetická bilance (3.26) a vzájemné předání energie prostřednictvím trubky. Energetická bilance trubky (3.36) je odvozená z (3.23). Klíčový je ale nyní směr vzájemného proudění, který je v rovnicích zaznamenán znaménkem před prvním členem v rovnici (3.34). Pokud je znaménko kladné, jedná se o protiproud, pokud je znaménko záporné, je rovnice platná pro souprůdý výměník. Pro potřeby modelování je jistě výhodnější uvažovat o diskretizaci takových rovnic pro

jeden z parametrů [čas, vzdálenost od počátku]. Diskretizujme tedy v prostoru a uvažujme pouze případ protiproudu. Rovnice budou mít tvar:

Bilance vnitřního média

$$\frac{dT_{1i}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}_1(t) \cdot N}{V_1 \cdot \rho_1} \cdot (T_{1(i+1)}(t) - T_{1i}(t)) + \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fei}(t) - T_{1i}(t)) \quad (3.37)$$

Bilance vnějšího média

$$\frac{dT_{2i}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}_2(t) \cdot N}{V_2 \cdot \rho_2} \cdot (T_{2(i-1)}(t) - T_{2i}(t)) + \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fei}(t) - T_{2i}(t)) \quad (3.38)$$

Bilance trubky

$$\frac{dT_{Fei}(t)}{dt} = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_{1i}(t) - T_{Fei}(t)) + \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_{2i}(t) - T_{Fei}(t)) \quad (3.39)$$

kde $N = L / \Delta z$ je počet dílků, na které se trubka (výměník) rozdělí.

Zapišme nyní rovnice v přehlednějším, maticovém tvaru. Necht' $A_1 = \frac{\dot{m}_1(t) \cdot N}{V_1 \cdot \rho_1}$,

$$A_2 = \frac{\dot{m}_2(t) \cdot N}{V_2 \cdot \rho_2}, B_1 = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{V_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1}, B_2 = \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2}, C_1 = \frac{\alpha_1 \cdot S_1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \text{ a } C_2 = \frac{\alpha_2 \cdot S_2}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}}.$$

Rovnice zapsané maticově mají tvar

$$\frac{d\mathbf{T}_1(t)}{dt} = \begin{bmatrix} -A_1 - B_1 & A_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & -A_1 - B_1 & A_1 & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & -A_1 - B_1 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_1(t) + B_1 \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t) + A_1 \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ T_{1in} \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

$$\frac{d\mathbf{T}_2(t)}{dt} = \begin{bmatrix} -A_2 - B_2 & 0 & \cdots & 0 \\ A_2 & -A_2 - B_2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & & & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & A_2 & -A_2 - B_2 \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_2(t) + B_2 \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t) + A_2 \cdot \begin{bmatrix} T_{2in} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$\frac{d\mathbf{T}_{Fe}(t)}{dt} = C_1 \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_1(t) + C_2 \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_2(t) - (C_1 + C_2) \cdot \mathbf{E} \cdot \mathbf{T}_{Fe}(t), \quad (3.42)$$

$$\text{kde } \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 1 & & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \text{ je jednotková matice.}$$

V případě souproudu bude rozdíl pouze v rovnici pro první médium. Místo indexu $i+1$ se u teploty objeví index $i-1$ jakožto reprezentace opačného proudění a okrajová podmínka pro vstupní teplotu bude pak na prvním a ne na posledním dílu.

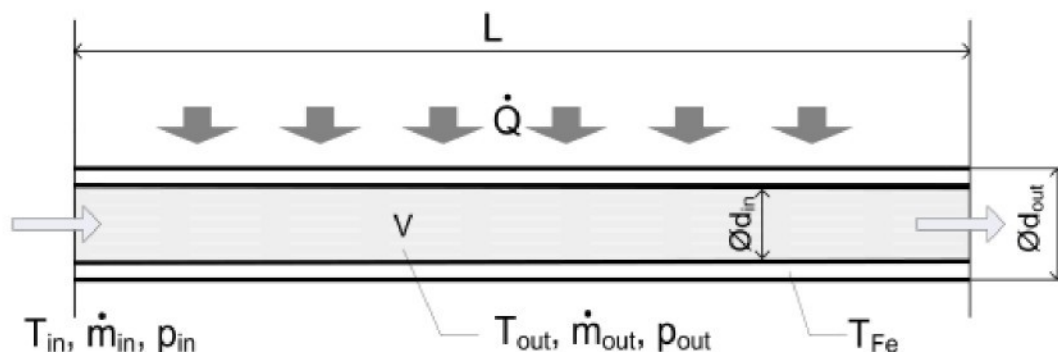
Takový popis se po drobných úpravách dá velmi výhodně použít i pro jiné situace než jen vzájemné předávání tepelné energie mezi dvěma párami. Pokud se konvekční charakter předávané tepelné energie v rovnici pro druhé médium a v rovnici pro popis teploty trubky vhodně zamění za právě aktuální charakter (sálavý, radiační, konvekční, jejich kombinace) dle umístění výměníku, je možné místo přenosu energie pára-pára začít popisovat přenos energie spaliny-pára.

4.3 Globální bilance

4.3.1 Dynamika ohřívání média

Jednou za základních forem popisu dynamiky tepelných výměníků jsou globální bilance na hmotě, energii a momentu [21]. Globální rovnice jsou jednoduchou formou popisu dynamiky, mají však svá omezení v použitelnosti při modelování. Jejich hlavní nevýhodou může v mnoha případech být až přílišné zjednodušení celého problému. V případě globálních bilancí se uvažuje situace, kdy je možné chování a popis vystupujícího média nahradit chováním média v celém sledovaném objemu (obr. 4-8). Provádí se tedy bodová náhrada celého výměníku s tím, že se sleduje chování celého objemu jako jediného bodu. Je zřejmé, že taková náhrada musí mít dopad na přesnost dynamických odezev. Na druhou stranu může být velkou výhodou relativní jednoduchost celého výpočtu. Z globálních bilancí se též dají celkem jednoduše počítat ustálené stavy. Další komplikace s globálními bilancemi nastávají při uvažování kompletní energetické výměny spaliny-trubka-pára nebo pára-trubka-pára, pakliže se jedná o protiproudé proudění. V takovém případě jsou globální rovnice jen těžko použitelné a výsledky je třeba korigovat. To je způsobeno tím, že profil, který se při

protiproudém proudění vytvoří jak na teplotách obou médií, tak na předávaném tepelném výkonu, nemůže být nikde v globálních rovnicích podchycen.



Obr. 4-8: Globální bilance na tepelném výměníku

Globální bilance lze odvodit několika způsoby. Jednou z možností je využít již uvedené rovnice popisující systém s rozloženými parametry a provést integraci po celé délce výměníku. Pro hmotnostní bilanci (3.7) tak musí platit

$$\int_0^L \frac{d\rho(t)}{dt} dz + \frac{1}{F} (\dot{m}_{out}(t) - \dot{m}_{in}(t)) = 0, \quad (3.43)$$

po úpravě

$$F \cdot L \frac{d\rho(t)}{dt} = V \frac{d\rho(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t). \quad (3.44)$$

Objem V značí nyní objem celého sledovaného prostoru, přesněji média v něm. Díky rozpínavosti plynů (pára) je to možné, protože plyn zaujme vždy celý objem. Co se ale může měnit je hustota, případně i další veličiny. Závislost hustoty je nyní pouze na čase! Předpokladem globálních bilancí je, jak bylo uvedeno, že veličiny se s prostorovou souřadnicí nemění.

Podobným způsobem je možné zapsat i energetickou bilanci, která může být odvozena z (3.8). Provedme integraci přes celou délku trubky

$$F \cdot \int_0^L \frac{d}{dt} \rho(t) \cdot u(t) \cdot dz + \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) - \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) = \dot{Q}(t), \quad (3.45)$$

po úpravě

$$V \cdot \frac{d}{dt} (\rho(t) \cdot u(t)) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t). \quad (3.46)$$

Momentová bilance se může zapsat jako

$$V \cdot \frac{d}{dt} \rho(t) \cdot v(t) = \dot{m}_{in}(t) \cdot v_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot v_{out}(t) + \\ + (F_{in} \cdot p_{in} - F_{out} \cdot p_{out} - F_f) + S \cdot \rho \cdot g \cdot (z_{in} - z_{out}) \quad (3.47)$$

V momentové bilanční rovnici poslední člen vyjadřuje závislost na hydrostatickém tlaku, čili tlakový rozdíl, který může vzniknout umístěním vstupní a výstupní části výměníku do různých výšek. Touto rovnicí je možné dostat do modelu i závislost na tlakovém spádu. Lze se však použít i čistě algebraickou náhradu této rovnice nebo jejích variací.

Pro jakoukoli další práci je vhodné rovnice upravit. Veličinou, která je vždy sledována, je teplota. Proto je vhodné rovnice upravit tak, aby byla teplota přímo stavovou sledovanou veličinou. Upravme nejprve hmotnostní bilanci (3.44).

$$V \frac{d\rho(t)}{dt} = V \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} + V \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_T \frac{dp(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t). \quad (3.48)$$

Dle vyřčeného předpokladu neuvažujeme dynamiku tlaku, tedy hmotnostní bilance má tvar

$$V \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t). \quad (3.49)$$

Energetickou bilanci (3.46) lze upravit obdobně.

$$V \cdot \frac{d}{dt} \rho(t) \cdot u(t) = \left[u = h - \frac{p}{\rho} \right] = V \cdot \frac{d}{dt} \rho(t) \cdot h(t) - V \cdot \frac{dp(t)}{dt} = \\ = V \cdot \left(\frac{d\rho(t)}{dt} \cdot h(t) + \frac{dh(t)}{dt} \cdot \rho(t) \right) = \\ = V \cdot \left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot h(t) + \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) \right) = \\ = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t) \quad (3.50)$$

Pokud nyní z rovnice (3.49) vyjádříme výstupní hmotnostní průtok a dosadíme do druhé rovnice (3.50), obdržíme

$$\begin{aligned}
& V \cdot \left(\left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot h(t) + \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) \right) = \\
& = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \left[\dot{m}_{in}(t) - V \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \right] \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t) = \\
& = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{out}(t) + V \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t).
\end{aligned} \tag{3.51}$$

Po úpravě

$$V \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \cdot \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t). \tag{3.52}$$

Nyní je v rovnici jen jediná neznámá a to teplota média. Vstupní hmotnostní průtok, stejně jako entalpie vstupující páry, jsou předem dané a známé. Dodávané teplo je jednou z akčních veličin a může se během výpočtu měnit. Přesto je známé. Problémy by mohly nastat s hustotou a entalpií vystupujícího média (média ve sledovaném objemu V). Vlastnosti páry jsou však takové, že pokud máme dvojici veličin, máme i všechny ostatní. V tomto případě je známou dvojicí vypočítávaná teplota a známý tlak. Na základě znalosti těchto veličin je, díky tabulkám páry, možné zjistit hustotu i entalpii. Z uvedené rovnice je již jasně patrné omezení. Celý výměník, dynamika ohřívání média, je popsán diferenciální rovnicí prvního řádu. Sice je nelineární a závislá na aktuálních vlastnostech popisovaného média, přesto dynamika nemůže odpovídat. Pokud se přidá i dynamika trubky, řád se o jednu zvýší. Přesto aproximace dynamiky teploty výstupní páry trubkového výměníku přenosem druhého řádu může být v mnoha případech nedostačující. Velké rozdíly se začnou projevovat s rostoucí délkou výměníku. Při kratších délkách výměníkových trubek⁷ se dynamické chování systému popsaného globálními rovnicemi může použít pro simulaci chování reálného výměníku. Rozdíl není tak znatelný. Jak již bylo zmíněno, tepelné výměníky jsou konstruovány nejčastěji ve formě trubkových svazků a dynamika média v trubce se vždy dá charakterizovat přenosem vyššího řádu. Nicméně i tento přístup, toto zjednodušení, je použitelné.

⁷ Předpokládá se standardní výměníková trubka, kde síla stěny je cca 15-20 % vnějšího průměru (např. Ø38x7,1 mm x mm)

Uvažujme dále interakci ohřívajícího média s okolím, v případě výměníků s trubicí. Taková interakce se v rovnicích projeví změnou v dodávaném teple. Dodávané teplo musí být nyní počítáno na základě přenosu tepelné energie mezi trubicí a protékajícím médiem. Pro trubicí musí platit energetická rovnováha (úprava rovnice (3.23))

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \dot{Q}_{dodané}(t) - \dot{Q}_{odevzdané}(t). \quad (3.53)$$

Tepelný výkon odevzdávaný z trubky do ohřívajícího média lze dále vyčíslit jako

$$\dot{Q}_{odevzdané}(t) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)). \quad (3.54)$$

Dodaný tepelný příkon uvažujeme dle předpokladu předem známý. V případě globálních bilancí dokonce není jiná možnost než uvažovat, že tepelný příkon je rovnoměrně rozložený po celé délce trubky, či přesněji veškerý tepelný příkon se koncentruje právě do popisovaného bodu, který nahrazuje celý objem ohřívajícího média. To s sebou nese komplikaci v rozlišení směru proudění.

Zapišme tedy kompletní soustavu rovnic, které zachytí dynamiku ohřívajícího média i trubky.

$$V \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \frac{dT(t)}{dt} \cdot \rho(t) = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{out}(t) + \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)) \quad (3.55)$$

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_{out}(t)) \quad (3.56)$$

4.3.2 Souproud, protiproud

Pokusme se uvažovat situaci, že by se globálními rovnicemi měla popsat kompletní dynamika výměníku i s dynamikou zdrojového média. Vezměme opět biflux a tedy vzájemné předávání tepelné energie mezi vysokotlakou a středotlakou párou. Vyjděme třeba z rovnic (3.34) až (3.36), které tento problém popisují v rozložených parametrech. Opět můžeme provést integraci po celé délce trubky.

$$F_1 \cdot \int_0^L \frac{dT_1(t)}{dz} dz = \pm \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \cdot (T_1(t) - T_1^{in}(t)) + \int_0^L \frac{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fe}(t) - T_1(t)) dz \quad (3.57)$$

$$F_2 \cdot \int_0^L \frac{dT_2(t)}{dt} dz = -\frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \cdot (T_2(t) - T_2^{in}(t)) + \int_0^L \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fe}(t) - T_2(t)) dz \quad (3.58)$$

$$\begin{aligned} \int_0^L \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} dz &= \int_0^L \frac{\alpha_1 \cdot d_o}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_1(t) - T_{Fe}(t)) dz + \\ &+ \int_0^L \frac{\alpha_2 \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_2(t) - T_{Fe}(t)) dz \end{aligned} \quad (3.59)$$

Po úpravě a vyčíslení integrálů

$$V_1 \cdot \frac{dT_1(t)}{dt} = \pm \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \cdot (T_1(t) - T_1^{in}(t)) + L \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fe}(t) - T_1(t)) \quad (3.60)$$

$$V_2 \cdot \frac{dT_2(t)}{dt} = -\frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \cdot (T_2(t) - T_2^{in}(t)) + L \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fe}(t) - T_2(t)) \quad (3.61)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} &= \frac{\alpha_1 \cdot d_o}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_1(t) - T_{Fe}(t)) + \\ &+ \frac{\alpha_2 \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_2(t) - T_{Fe}(t)) \end{aligned} \quad (3.62)$$

V těchto rovnicích teploty páry T_1 , T_2 reprezentují vždy teplotu média na konci trubky⁸. Teplota trubky T_{Fe} je pak „střední“ teplota trubky. Provedme nyní limitní přechod pro $t \rightarrow \infty$. Samozřejmě je potřeba řešit zvlášť případ souproudu (- v rovnici (3.60)) a zvlášť protiproudu (+ v rovnici (3.60)).

Souproud:

$$0 = -\frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \cdot (T_1(\infty) - T_1^{in}(\infty)) + L \cdot \frac{\alpha_1 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_1 \cdot c_1} \cdot (T_{Fe}(\infty) - T_1(\infty)) \quad (3.63)$$

$$0 = -\frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \cdot (T_2(\infty) - T_2^{in}(\infty)) + L \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_2 \cdot c_2} \cdot (T_{Fe}(\infty) - T_2(\infty)) \quad (3.64)$$

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{\alpha_1 \cdot d_o}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_1(\infty) - T_{Fe}(\infty)) + \\ &+ \frac{\alpha_2 \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (T_2(\infty) - T_{Fe}(\infty)) \end{aligned} \quad (3.65)$$

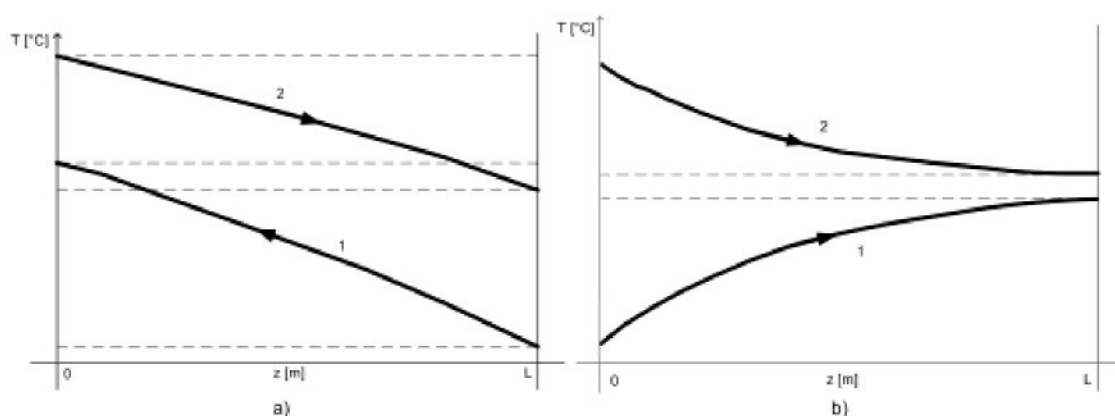
⁸ Popis v koncentrovaných parametrech, teplota je soustředěna do jednoho náhradního bodu, který reprezentuje celý objem.

Je zřejmé, že v případě souprůdu může nastat pouze situace (obr. 4-9b), kdy $T_1(\infty) < T_{Fe}(\infty) < T_2(\infty)$, pokud zvolíme médium s indexem 2 jako zdrojové a médium s indexem 1 jako příjemce tepelné energie. Pak platí:

$$\begin{aligned} T_1(\infty) - T_1^{in}(\infty) &> 0 \\ T_2(\infty) - T_2^{in}(\infty) &< 0 \\ T_{Fe}(\infty) - T_1(\infty) &> 0 \\ T_{Fe}(\infty) - T_2(\infty) &< 0 \end{aligned} \quad (3.66)$$

Po dosazení těchto relací do výše uvedených rovnic lze zjistit, že takový stav může jistě nastat⁹.

Zkusme se podívat na protiproudé proudění. Opět zvolme médium s indexem 2 jako zdrojové a médium s indexem 1 jako ohřívané. První dvě relace z (3.66) zůstanou jistě zachované. Médium v pozici zdroje ztratí teplotu, médium v pozici příjemce naopak svojí teplotu na výstupu zvýší. V případě protiproudého proudění mohou ale nastat dva odlišné případy. První je $T_1(\infty) < T_{Fe}(\infty) < T_2(\infty)$, tedy že teplota zdrojového média bude na svém konci větší než teplota ohřívajícího média. Vzhledem k tomu, že jde o protiproud a tepelná energie se předává v celé délce trubky, může nastat i opačný případ $T_1(\infty) > T_{Fe}(\infty) > T_2(\infty)$ (obr. 4-9a). Tedy případ, kdy výstupní teplota zdrojového média je nižší než výstupní teplota ohřívajícího média.



Obr. 4-9: Možné rozložení teplot médií ve výměníku při protiproudém (a) a souprůdém (b) vzájemném směru proudění

⁹ Samozřejmě je předpokládáno, že všechny koeficienty (parametry páry a trubky) jsou kladné!

To je samozřejmě možné, protože média vystupují z výměníku na opačných stranách. Diskutujme především ten druhý, zajímavější případ. Po ustálení musí být tedy splněny nerovnosti (obr. 4-9a):

$$\begin{aligned} T_1(\infty) - T_1^{in}(\infty) &> 0 \\ T_2(\infty) - T_2^{in}(\infty) &< 0 \\ T_{Fe}(\infty) - T_1(\infty) &< 0 \\ T_{Fe}(\infty) - T_2(\infty) &> 0 \end{aligned} \quad (3.67)$$

Podívejme se, jak se tyto nerovnosti promítnou do rovnic ustáleného stavu systému. Sledujme především rovnici (3.64). Tu lze pro tento případ symbolicky zapsat jako

$$0 = -\frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \cdot (X < 0) + L \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \pi \cdot d_o}{\rho_2 \cdot c_2} \cdot (Y > 0), \quad (3.68)$$

kde $X < 0$ symbolizuje záporné reálné číslo a $Y > 0$ symbolizuje kladné reálné číslo.

To ale samozřejmě není možné, protože by se jednalo o součet dvou kladných reálných čísel a ten nemůže být nikdy roven 0. Důsledek je zřejmý. Výše uvedené globální rovnice nejsou schopny zachytit, ani staticky, chování protiproudého výměníku při všech situacích, které mohou nastat. Rovnice jsou zcela použitelné pro popis souproudého výměníku s popisovaným omezením v dynamice. V případě protiproudého proudění jsou dvě možnosti, dva případy, kdy lze rovnice použít. První případ možného nasazení rovnic je tehdy, když nedojde k onomu uváděnému teplotnímu překřížení, kdy výstupní teplota zdrojového média je nižší než výstupní teplota ohřivaného média. V případě, že dochází k takovému překřížení, je přímé použití rovnic samozřejmě nemožné. Existuje však možnost, jak rovnice použít, a to provést vhodnou úpravu výstupních teplot. Lze například využít závislosti výstupních teplot na poměru hmotnostních průtoků a vhodně tuto závislost implementovat do modelu. Právě tento případ je diskutován na konkrétním výměníku dále.

4.4 Sériové řazení globálních rovnic pro jeden výměník

Jak bylo zmíněno, obě výše uvedené metody mají jisté nevýhody. V případě rozložených parametrů je hlavní nevýhodou výpočetní náročnost, případně pro simulaci velké množství diferenciálních rovnic. U koncentrovaných parametrů je nevýhodou

zase nepřesná dynamika a velmi omezené možnosti v případě protiproudých výměníků. Na druhou stranu by byla škoda nevyužít myšlenku globálních rovnic (tedy koncentrovaných parametrů), která s sebou nese nepoměrně menší výpočetní náročnost.

Z hlediska dynamiky tepelného výměníku je velmi důležitým faktorem, mimo jiných, jeho délka. Zjednodušeně lze konstatovat, že s rostoucí délkou roste řád systému, kterým lze výměník popsat [15], [8]. Uvažujme tedy namísto jednoho dlouhého výměníku, jedné dlouhé trubky, sérii několika kratších trubek stejné délky, jejichž délkový součet dá právě celou trubku. Přestupní plochy tím zůstanou také zachovány. K takovému popisu lze dojít dvěma cestami. První je diskretizace popisu systému v rozložených parametrech pro malé n , neboli pro větší délky jednotlivých úseků. V každém úseku pak může mít sledované médium konstantní parametry, stejně jako v případě globálního přístupu. Druhou cestou je prosté seřazení několika soustav popisujících výměník v koncentrovaných parametrech. Výsledek je stejný. Jako možnost volby složitosti a přesnosti zde zůstává několik volných parametrů. V první řadě je jím délka jednoho úseku. Na základě nabytých zkušeností je vhodné volit délku jednoho úseku do max cca 15 metrů, lépe méně. Alternativní možností pro zjištění délky jednoho úseku nebo lépe počtu sériově řazených elementů může být graf z obr. 2-6, kde lze řád soustavy (i počet elementů n) přímo vypočítat. Dále je možné uvažovat o zjednodušení z hlediska vlastností média. Může se uvažovat po částech konstantní hustota, měrná tepelná kapacita a další. Nebo, a to je především při simulacích ještě mnohem jednodušší, brát tyto vlastnosti ve všech elementech stejné jako průměr ze vstupní a aktuálně napočítané výstupní velikosti daného parametru.

Uvažujme trubkový tepelný výměník, kterým protéká kapalina (voda/pára) a který získává teplo prostřednictvím rovnoměrně dodaného tepelného příkonu (obr. 4-4). Dále rozdělme tento výměník na jednotlivé trubky, které jsou již konstrukčně paralelně řazené, a zabývejme se pouze jednou trubkou. Tu ještě dále rozdělme na n stejně dlouhých úseků. Informace, kterou hledáme je samozřejmě výstupní teplota z výměníku neboli teplota posledního úseku jedné trubky/výměníku. Pro jeden úsek trubky musí platit bilanční rovnice tepelného výměníku (3.55) a (3.56), případně pro celou trubku bilance v rozložených parametrech po diskretizaci (3.27), (3.25). V rovnicích s rozloženými parametry se ale nebude nyní uvažovat vývoj na všech parametrech a

jejich úplné rozložení do směru proudění. Tato operace, tedy výpočet hustoty, měrné tepelné kapacity či jiných pro každý úsek trubky, je výpočetně nejnáročnější. Výpočetní a to především časová náročnost spočívá ve vyčíslování všech těchto hledaných parametrů v každém řezu trubky a každém výpočetním kroku! Pokud budeme uvažovat celý okruh voda-pára, tedy cca 10 tepelných výměníků, kde každý je potřeba rozložit na 10 a více dílů, dojdeme k nutnosti vypočítávat v každém výpočetním kroku minimálně 200 hodnot¹⁰. Tyto hodnoty je potřeba získat pomocí externích knihoven či programů a to stojí mnoho času a výpočetního prostoru. Snahou bude eliminovat tyto výpočetně náročné kroky a provést adekvátní náhradu. Jak bylo již zmíněno, možným řešením, kromě náhrady jednou konstantou odpovídající zvolenému konci výměníku, je třeba průměr dvou hodnot. Lze konstatovat a ověřit, že náhrada konstantou odpovídající stavu páry na konci¹¹ výměníku není vhodná, protože takový model je sice schopen zajistit odpovídající dynamické vlastnosti, ale ztrácí podstatnou vlastnost schopnosti zachovat statické vlastnosti. Zvolme průměr z počáteční, v podstatě neměnné, a aktuální výstupní velikosti hledaného parametru (hustota, měrná tepelná kapacita). Tím se na každém výměníku místo cca 20 hodnot počítají pouze 4, tedy 5krát méně. Z obr. 5-13, který zobrazuje rozložení hustoty páry v přehřívacích I a II, je možné vyzorovat, že hustota se mění přibližně lineárně. Z toho plyne, že náhrada průměrem je možná a neměla by přinést větší odchylky ve statických vlastnostech.

Dalším možným důvodem pro sestavení takových rovnic a konstrukci modelu touto cestou je jejich výhodné budoucí využití při vytváření stavového popisu a linearizaci. Pro tyto kroky je vhodné, aby model měl co nejméně proměnných parametrů.

Předpokládejme tedy, že

$$\bar{\rho} = \frac{1}{2} \cdot (\rho_{in} + \rho_{out}), \bar{c}_p = \frac{1}{2} \cdot (c_{pin} + c_{pout}). \quad (3.69)$$

Rovnice dynamiky tepelného výměníku (3.25) a ohřívaného média (3.27) budou mít tvar

¹⁰ Uvažujeme pro každý výměník výpočet hustoty a měrné tepelné kapacity.

¹¹ Náhrada za konstantní stav odpovídající začátku výměníku samozřejmě není možná, protože tam není obsažena informace o vývoji páry ve výměníku.

$$\frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot (\dot{Q}_{dodané}(t) - \alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in} \cdot L \cdot (T_{Fe}(t) - T(t))) \quad (3.70)$$

a

$$\begin{aligned} \frac{dT(t)}{dt} = & -\frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \Gamma^* \cdot T(t) + \frac{\alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in}}{F \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p} \cdot (T_{Fe}(t) - T(t)) + \\ & + \Omega \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_m(t)}{\rho_{in}(t)} \end{aligned} \quad (3.71)$$

kde $\Delta z = L / n$, $m_{Fe} = \rho_{Fe} \cdot \pi \cdot d_s \cdot g_{Fe} \cdot L$ a $\Gamma^*(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & . & . & 0 \\ -1 & 1 & 0 & . & 0 \\ 0 & . & . & . & . \\ . & . & . & . & 0 \\ 0 & . & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}$.

4.4.1 Stavový popis

Na základě výše uvedených rovnic (3.71) a (3.70) lze zkonstruovat stavový popis tepelného výměníku. Stavový popis je užitečný jak pro linearizaci, která se dá využít při návrzích regulátorů, tak při samotné simulaci a konstrukci simulačních schémat i při návrzích řídicích algoritmů.

Vyjděme ze základního tvaru stavového popisu lineárního systému

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) \end{aligned} \quad (3.72)$$

kde volme stavový vektor jako teploty média a teploty trubky

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} T(t) \\ T_{Fe}(t) \end{bmatrix}_{2 \times m_1} \quad (3.73)$$

Vektor buzení by měl obsahovat všechny možné vstupy, které se mohou cíleně měnit. Předpokládejme, že všechny možné akční zásahy jsou měřitelné. Vektor vstupů $\mathbf{u}(t)$ bude muset obsahovat vstupní teplotu, dodaný tepelný příkon a průtok. Definujme ale nejprve vektor vstupů ve tvaru

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} T_{in} \\ \dot{Q}_{dodané} \end{bmatrix} \quad (3.74)$$

S takto definovaným vektorem vstupů je samozřejmě třeba přijmout omezující předpoklad, že průtok se nemění. Průtok je však jednou z přímo ovládaných vstupních veličin, protože teplota u výměníků se zpravidla řídí změnou množství protékající páry a zároveň i změnou její teploty. Pokud budeme uvažovat i změnu průtoku, dostaneme soustavu nelineárních rovnic a její stavový popis bude řešen dále. Při výše uvedené volbě stavového vektoru a vektoru vstupů se stavové matice dají zapsat takto

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{11} & \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{21} & \mathbf{A}_{22} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \underbrace{0 \dots 0}_{1 \times n} & \underbrace{1 \ 0 \dots 0}_{1 \times n} \end{bmatrix} \quad (3.75)$$

$$\mathbf{A}_{11} = \begin{bmatrix} -a_1 - a_2 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ a_1 & -a_1 - a_2 & 0 & & \\ 0 & a_1 & -a_1 - a_2 & & \\ \dots & & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_1 & -a_1 - a_2 \end{bmatrix}_{n \times n}, \quad \mathbf{A}_{12} = \begin{bmatrix} a_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_2 & & \dots \\ \dots & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_2 \end{bmatrix}_{n \times n},$$

$$\mathbf{A}_{21} = \begin{bmatrix} a_3 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & a_3 & & \dots \\ \dots & & \dots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & a_3 \end{bmatrix}_{n \times n}, \quad \mathbf{A}_{22} = -\mathbf{A}_{21}, \quad \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} a_1 & 0 \\ 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{n \times 2}, \quad \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & a_4 \\ \dots & \dots \\ 0 & a_4 \end{bmatrix}_{n \times 2}.$$

Jednotlivé konstanty v maticích jsou pak rovny

$$a_1 = \frac{1}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \dot{m}_m, \quad a_2 = \frac{\pi \cdot d_m \cdot \alpha}{F \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p}, \quad a_3 = \frac{\alpha \cdot d_m}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_w \cdot c_{Fe}}, \quad a_4 = \frac{1}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_w \cdot c_{Fe} \cdot \pi \cdot L}.$$

Vzhledem k tomu, že ve stavové matici $\mathbf{A}$ se objevuje hustota a měrná tepelná kapacita, je zřejmé, že takto zkonstruovaný stavový model bude mít omezenou platnost. V tomto případě je nezbytné určit pracovní bod a zabývat se pouze jeho úzkým okolím. V tomto okolí se pak hustota a měrná tepelná kapacita mění jen minimálně a stavový popis je v okolí pracovního bodu použitelný a platný. V obecnějším případě je nezbytné uvažovat o změně i na těchto parametrech a stavové matice pak nemají konstantní parametry, ale proměnné. Povšimněme si, že zesílení systému zapsaného pomocí těchto stavových rovnic má na teplotě jednotkové zesílení, neboli změna vstupní teploty o 1 °C vyvolá, po odeznění dynamických dějů, výslednou změnu výstupní teploty o 1 °C (obr. 4-10). To je sice nepřesně z pohledu praxe, z pohledu stavového popisu to však chybně není. Toto zesílení je důsledkem linearizace všech parametrů výchozích rovnic. Pára mění své parametry, v tomto případě především hustotu a měrnou tepelnou kapacitu,

s tlakem a teplotou. Obě tyto veličiny jsou však v rámci stavového popisu konstantní a neměnné. Pokud velmi zjednodušíme energetickou bilanci, můžeme pro ustálení psát

$$\dot{Q}_{\text{dodané}} = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}), \quad (3.76)$$

přičemž dodaný tepelný příkon i průtok jsou samozřejmě konstantní (neměnné vstupy), ale navíc je konstantní i měrná tepelná kapacita c , protože je již předem definována a zahrnuta do popisu. Důsledkem je, že rozdíl teplot musí být zachován, a tedy zesílení je jednotkové.

Druhým, obecnějším případem je volba vektoru vstupů

$$\mathbf{u}(t) = \begin{bmatrix} T_{\text{in}} \\ \dot{Q}_{\text{dodané}} \\ \dot{m} \end{bmatrix}. \quad (3.77)$$

Taková volba odpovídá naprosto komplexnímu modelu, kdy je možné realizovat všechny významné změny vstupů, tedy i případ, kdy je výstupní teplota za výměníkem řízená vstřikovacím ventilem na vstupu. Problém je však nyní v odvození stavového popisu, protože v rovnici (3.71) se objevuje součin veličiny z vektoru vstupů a stavové proměnné. Systém je nelineární a je třeba jej linearizovat v pracovním bodě. Zvolme pracovní bod jako $T_{\text{in}} = T_0$, $\dot{Q}_{\text{dodané}} = \dot{Q}_0$, $\dot{m} = \dot{m}_0$. Tvar stavového popisu, ze kterého budeme vycházet, bude nyní obecnější a stavové matice budou mít platnost ve zvoleném pracovním bodě a jeho úzkém okolí, všechny vstupy budou v přírůstkovém tvaru jako rozdíl nové hodnoty a hodnoty daného vstupu pro pracovní bod. Vyjděme z předpokladu následného tvaru stavového popisu, kdy definujeme časovou derivaci stavového vektoru jako funkci stavového vektoru a vektoru buzení. Obdobně definujeme i výstup.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \\ \mathbf{y}(t) &= g(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \end{aligned} \quad (3.78)$$

Celý stavový popis bude možné zapsat ve tvaru

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A} \cdot \delta \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \delta \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \cdot \delta \mathbf{x}(t) \end{aligned} \quad (3.79)$$

kde δx a δu označuje přírůstek stavového vektory a buzení a

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{x}} \right|_0, \mathbf{B} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{u}} \right|_0. \quad (3.80)$$

Pokud označíme postupně dle (3.77) $u_1 = T_0$, $u_2 = \dot{Q}$, $u_3 = \dot{m}$, rovnici (3.71) označíme jako funkci f_1 , rovnici (3.70) jako funkci f_2 a první část stavového vektoru (teploty média uvnitř) jako x_1 a druhou, zbývající část (teploty trubky) jako x_2 , pak lze (3.80) rozepsat i takto

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{x}} \right|_0 = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{bmatrix}_{\mathbf{T}(0), \mathbf{T}_R(0)}, \quad (3.81)$$

$$\mathbf{B} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{u}} \right|_0 = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} & \frac{\partial f_2}{\partial u_2} & \frac{\partial f_2}{\partial u_3} \end{bmatrix}_{T_0, \dot{Q}_0, \dot{m}_0}$$

Stavová matice $\mathbf{A}$ má stejný tvar a rozměr jako v předešlém případě (3.75). Rozdíl bude pouze formálně v koeficientu a_1 , do kterého se promítne počáteční podmínka, tedy

$$a_1 = \frac{1}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \dot{m}_0. \text{ Stavová matice buzení } \mathbf{B} \text{ dozná větších změn už proto, že se rozšířil}$$

vektor vstupů. Matice výstupu $\mathbf{C}$ vzhledem k vhodné a stále stejné volbě vektoru stavů zůstane stejná.

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix}, \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \underbrace{0 \dots 0}_{1 \times n} & \underbrace{1 \ 0 \dots 0}_{1 \times n} \end{bmatrix}, \mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} a_1^* & 0 & -a_5 \\ 0 & 0 & -a_5 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & -a_5 \end{bmatrix}_{n \times 3}, \mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & a_4 & 0 \\ \dots & \dots & \dots \\ 0 & a_4 & 0 \end{bmatrix}_{n \times 3},$$

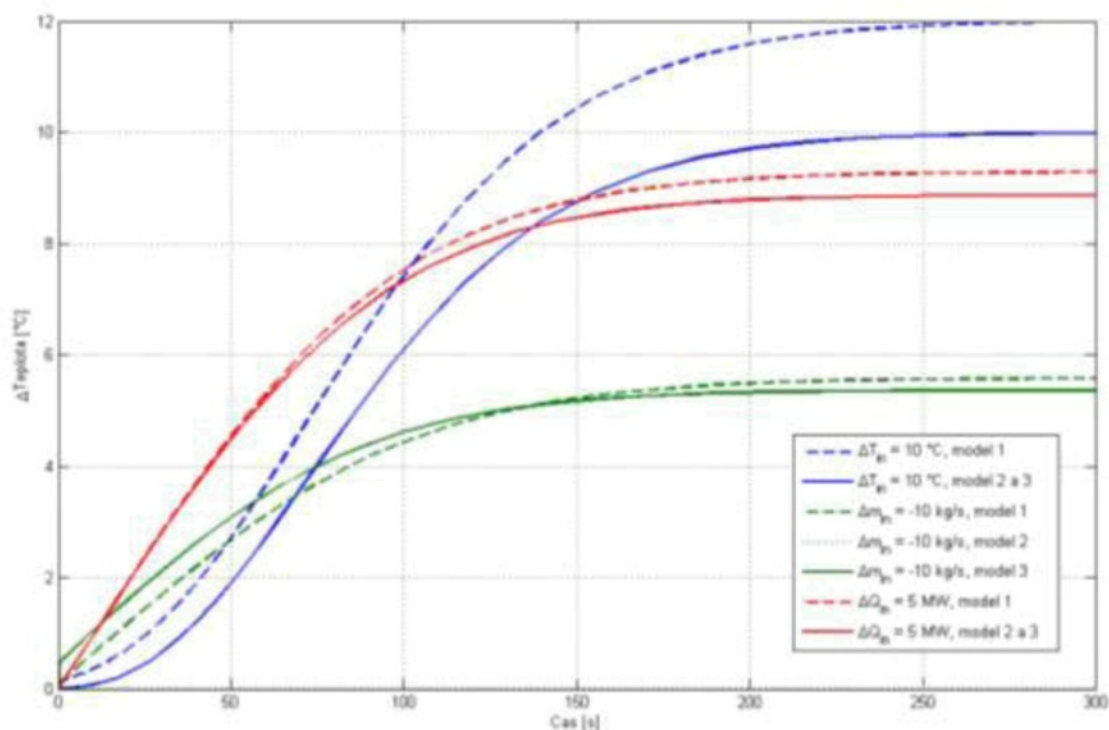
$$\text{kde } a_1^* = \frac{1}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \dot{m}_0 \text{ a } a_5 = \frac{1}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}} \cdot \Delta T(0), \Delta T(0) = T_i(0) - T_{i-1}(0), \text{ pro } i = 1 \dots n.$$

Obr. 4-10 ukazuje reakce různých modelů na skokové změny akčních veličin. Jednotlivé modely jsou popsány v tab. 2. Z grafu je zřejmé, že dynamické odezvy na skoky akčních veličin jsou na popisu téměř nezávislé a linearizace jejich tvar příliš

nemění. Větší změny jsou v zesíleních u jednotlivých reakcí, kde se již výrazně projevuje vliv linearizace.

Tab. 2: Typy modelů použitých v simulaci

Model číslo	Popis modelu
1	Nelineární model zkonstruovaný dle rovnic (3.71) a (3.70)
2	Model vytvořený ze stavového popisu (lineární), rovnice (3.72) až (3.75)
3	Model vytvořený ze stavového popisu (linearizovaný), rovnice (3.78) až (3.81)



Obr. 4-10: Porovnání reakcí různých modelů na skokové změny vstupů

4.4.2 Lineární popis pomocí přenosových funkcí

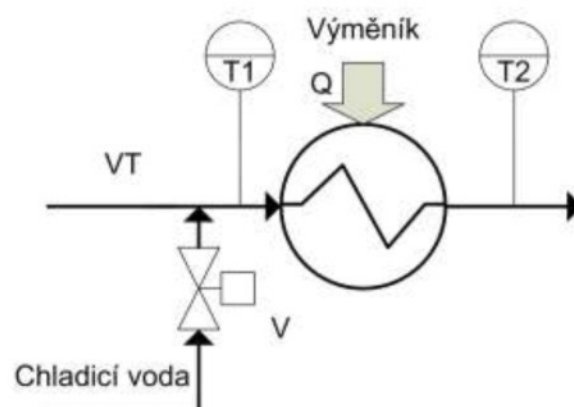
Konstrukce simulačního modelu bývá velmi často spojena s různě formulovanými požadavky z oblasti řízení systémů. Cílovou oblastí použití modelu může být třeba pouze ověření již vyvinutého algoritmu, nastavení parametrů regulátoru či návrh celé řídicí struktury. Mnoho metod návrhu regulátorů, a to od klasických

regulátorů typu PID až k robustním regulátorům nebo MPC řízení, potřebuje pro svoji metodiku výpočtu lineární model regulované soustavy. V případě tepelných výměníků v kotli je možné použít buď jednoduché přenosy z kapitoly 2.2.2 nebo o něco složitější, ale také přesnější přenosy, které vzniknou linearizací prezentovaného simulačního modelu. Protože rovnice a z nich vytvořený model, které jsou prezentovány v této kapitole 4.4, jsou použitelné na v podstatě jakýkoli tepelný výměník v kotli, provedme linearizaci právě těchto rovnic a nalezneme význačné vlastnosti systému. Pokud se soustředíme na řízení teploty páry, lze uvažovat tři základní způsoby řízení výstupní teploty.

První a nejvíce využívaný princip je pomocí vstřikovacího ventilu (obr. 4-11). Ve zkratce vstřikovací ventil přivádí chladicí vodu a tím současně zvyšuje/snižuje velikost průtoku páry výměníkem a zároveň snižuje/zvyšuje teplotu páry vstupující z výměníku.

Druhým možným způsobem řízení výstupní teploty páry za výměníkem je obtok (ST pára na obr. 5-23). Při řízení obtokem se část páry vede potrubím mimo spalínový prostor a následně se tato pára z obtoku sloučí s párou, která protékla výměníkem. V tomto případě se mění především množství páry tekoucí výměníkem a s tím i množství tepelné energie odebrané spalínám.

Posledním způsobem řízení teploty páry, je změna na palivu. Chceme-li páru o vyšší teplotě, zvýšíme dodávku paliva a naopak.



Obr. 4-11: Řízení teploty páry vstřikovacím ventilem

Z uvedeného jasně plyne, že klíčové jsou přenosy mezi změnou průtoku a výstupní teplotou, změnou vstupní teploty a výstupní teplotou, nakonec pak mezi změnou dodaného tepelného příkonu a výstupní teplotou. Všechny tři přenosy lze získat ze stavového popisu (3.72).

Obecně lze konstatovat, že přenosy se dají určit ze stavového popisu přímo po jeho převodu do Laplaceových obrazů.

$$\begin{aligned} \mathcal{L} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) \end{bmatrix} &\triangleq \begin{bmatrix} \mathbf{X}(s) \cdot s = \mathbf{A} \cdot \mathbf{X}(s) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{U}(s) \\ \mathbf{Y}(s) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{X}(s) \end{bmatrix} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\mathbf{Y}(s)}{\mathbf{U}(s)} = \mathbf{C} \cdot (s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1} \cdot \mathbf{B} \end{aligned} \quad (3.82)$$

Pro dynamickou odezvu je velmi významný jmenovatel přenosů, tedy $\det(s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A})$ a poloha pólů. Determinant je možný obecně zapsat jako

$$\det(s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A}) = (s^2 + s \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3)^n. \quad (3.83)$$

Obecné vyčíslení všech přenosů z výše uvedené rovnice (3.82) je velmi obtížné. Zesílení se však vypočítat dá a pro jednotlivé změny vstupů je

$$\frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}} = \frac{a_1^*}{a_1} = 1, \frac{\Delta T_{out}}{\Delta \dot{Q}_{dodané}} = n \cdot \frac{a_2 \cdot a_4}{a_1 \cdot a_3}, \frac{\Delta T_{out}}{\Delta \dot{m}} = -n \cdot \frac{a_5}{a_1}. \quad (3.84)$$

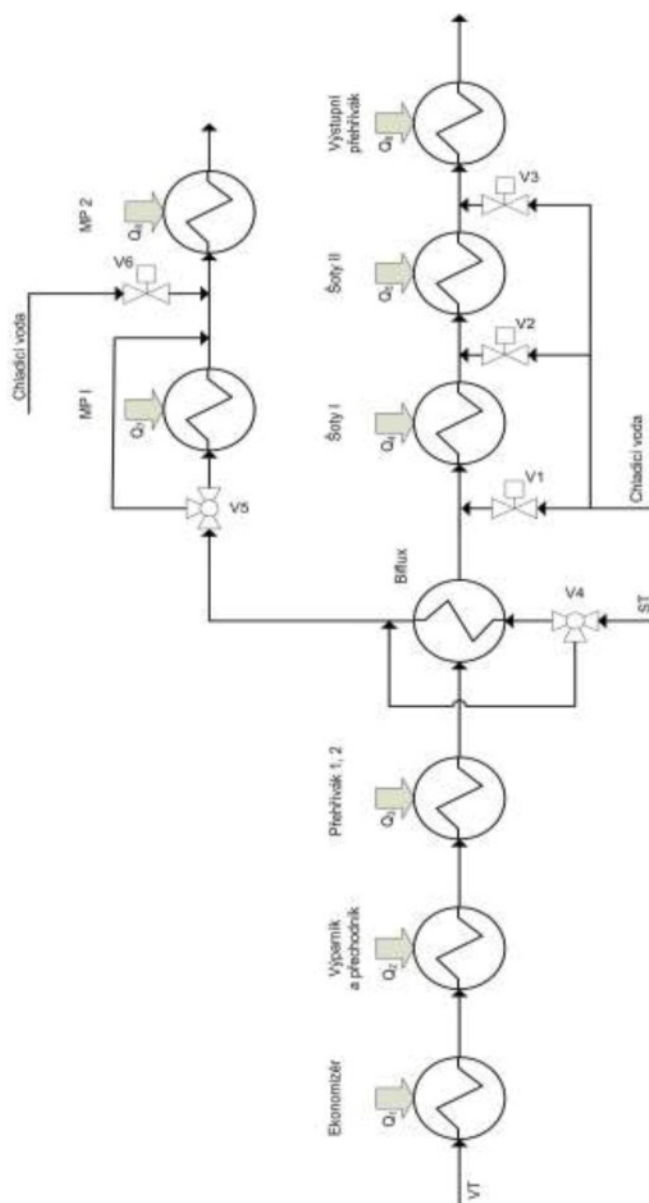
Pro zjištění celých přenosových funkcí, tedy především kompletního čitatele, je nezbytné využít softwarové podpory některého z výpočetních nástrojů (MATLAB, ...), případně zvolit jinou cestu¹². Nalezené přenosy budou vysokého řádu a pro jejich další užívání je většinou vhodné provést redukci řádu.

¹² Například Matlab nabízí možnost přímé linearizace simulačního souboru (příkaz „linmod“ a případná podpora v rámci Control Design Toolboxu v Simulinku).

5 Reálné subsystémy oběhu voda-pára a jejich simulační modely

5.1 Systém výroby páry v průtlačném kotli

Celý technologický celek přehřívání a přihřívání páry v popisovaném průtlačném kotli sestává z několika oddělitelných subsystémů, které lze popsat a modelovat samostatně (obr. 5-1).



Obr. 5-1: Základní strukturální schéma modelu výroby a ohřevu páry

Oběh voda-pára (výroba páry) v průtočném kotli může být realizován různými způsoby. Následující text popisuje řešení konkrétního řazení tepelných výměníků dle obr. 5-1 a popisuje simulační modely jednotlivých prvků. Vzhledem k tomu, že i při jiných konstrukčních uspořádáních se opakují ty samé výměníky a používají stejné principy, je možné využít simulační modely i pro jiný typ kotle.

Řešený oběh voda-pára se dá rozdělit na tři části, které mají z hlediska technologie oddělené působení. První částí jsou neregulované tepelné výměníky: ekonomizér, výparník s přechodníkem a první přehříváky. Označení neregulované výměníky se užívá proto, že zde není žádná možnost přímého řízení teploty páry (jinak než změnou tepelného výkonu kotle). Výparník je z hlediska modelování (i provozu kotle) klíčovou částí díky faktu, že právě v něm dochází k fázové přeměně voda-pára. Další částí je protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (biflux), který lze na VT páře řadit stále k neregulované části. Tento tepelný výměník zajišťuje výměnu tepla mezi VT a ST párou a je umístěn zcela mimo topeniště. Jeho možnosti řízení jsou soustředěny do ST části, kde lze řídit množství páry tekoucí obtokem v rozsahu 0 % až 100 %. I proto je působení bifluxu na VT část chápáno spíše jako porucha. Posledním technologickým úsekem VT části jsou regulované části – šoty I, šoty II a výstupní přehřívák, kde každému z těchto tepelných výměníků je předřazen samostatný regulační orgán – vstříkový ventil. Samostatnou částí je celý okruh přehřívání (ST pára). V tomto konkrétním případě je složen z bifluxu, vstupního a výstupního mezipřehříváku. Řízení výstupní teploty je zde založeno na ovládání tří ventilů. První je již zmiňovaný obtok bifluxu, resp. jeho trojcestný ventil, druhý je ventil obtoku vstupního mezipřehříváku a poslední je vstříkovací ventil před výstupním mezipřehřívákem.

Z uvedeného výčtu základních technologických částí je zřejmé, že kromě mnoha tepelných výměníků, jejichž modely je třeba vytvořit, je potřeba se zamyslet a realizovat vhodný model i pro směšování páry z obtoku, případně páry s vodou vstříkem.

5.2 Technika modelování

V případě provozu modelu kotle lze zjednodušeně konstatovat, že vstupem do každého výměníku je pára o třech klíčových vlastnostech – teplota, průtok, tlak a

velikost tepelného příkonu. Tyto čtyři parametry spolu úzce souvisí. Model musí tedy respektovat jejich změny a být schopen akceptovat, že výstup z jednoho výměníku se stává vstupem do dalšího. Pokud se hovoří o provozu kotle, mluví se i o „výkonové hladině“. Výkonovou hladinu lze chápat, z hlediska modelování, jako uspořádanou čtveřici [teplota, průtok, tlak, tepelný příkon], která je závislá na jednom vstupním parametru a s ním se každý z parametrů spojitě mění. Zároveň se však podle výkonové hladiny definuje aktuální tepelný výkon celého kotle a je známý i vztah mezi tepelným výkonem kotle a požadovaným množstvím elektrické energie na výstupu generátoru od turbíny. Celý model a všechny výměníky se tak dají nastavovat pomocí jediného parametru do právě popisovaného provozního režimu. Předpokládáme, že se všechny veličiny na vstupu do kotle (vstup do ekonomizéru), tedy ty, co jsou závislé na výkonové hladině, budou měnit lineárně s výkonovou hladinou.

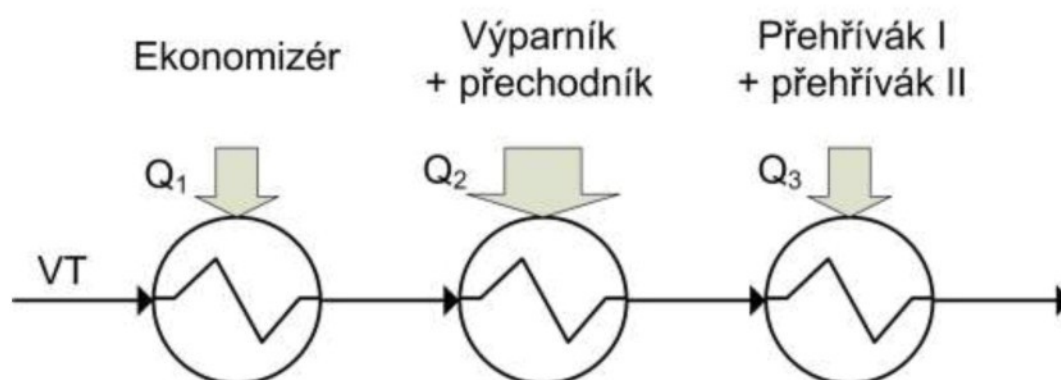
Výpočet koeficientu přestupu tepla je založen na rovnici (3.5) a samotný koeficient může být dále upřesňován dle potřeby a naměřených závislostí. Zároveň se předpokládá, že koeficient přestupu tepla je v celé délce výměníku konstantní a to i v případech, kdy se používá popis výměníku v rozložených parametrech. Pro větší upřesnění výpočtu by u některých výměníků šlo dále aplikovat i rozložení koeficientu přestupu tepla do osy směru proudění v závislosti na aktuálních vlastnostech páry v daném bodě (aktuální tlak, teplota a rychlost proudění). Při pohledu na nomogram N11 [7] a na pohyb koeficientu pro jednotlivé výměníky v jejich staticky předpokládaných režimech na jednotlivých výkonových hladinách se nabízí i jednodušší lineární aproximace [8]. Taková závislost není zatím aplikována. Koeficient přestupu tepla nabývá svůj význam především při komplexním řešení tepelného výměníku při přenosu tepelné energie spaliny-trubka-pára, kdy má významný vliv na koncové teploty médií. V případě, že se uvažuje předem známý tepelný příkon do výměníku, je vliv koeficientu na statiku jen málo významný.

V teoretické části bylo uvedeno několik metod a rovnic, které se dají využít při konstrukci simulačních modelů tepelných výměníků kotle. Tato kapitola bude soustředěna na popis jednotlivých výměníků průtočného kotle, především pak jejich simulačních modelů a rovnic, které se pro daný výměník dají využít či jsou zvoleny

jako optimální. Budou zde popsány i základní statické a dynamické vlastnosti jednotlivých výměníků.

5.3 Neregulovaná část

Neregulovanou část lze pro potřeby modelování dále rozdělit na tři významné části (obr. 5-2).



Obr. 5-2: Bloková struktura neregulované VT části

První částí je ekonomizér. V ekonomizéru je vždy v celém objemu výměníku pouze voda. Druhou částí je výparník spolu s přechodníkem. Pro stavbu modelu je významná skutečnost, že ve výparníku dochází ke změně skupenství z kapaliny na plyn. V tu chvíli se velmi významně mění vlastnosti protékající tekutiny, především její hustota. Tento fakt musí model respektovat a vhodně popsat nejen staticky, ale především dynamicky. Poslední částí jsou první a druhý přehřívák, které ještě nemají předřazený vstříky a jsou tudíž neregulované. Z hlediska volby vhodného simulačního modelu, vhodných rovnic, je zde možnost volby. Vzhledem k tomu, že se jedná o neregulovanou část, bylo by pravděpodobně akceptovatelné u ekonomizéru a neregulovaných přehříváků aproximovat dynamiku vhodným přenosem, což by výrazně zjednodušilo strukturu modelu a simulační výpočty, případně použít jednoduchou formu globálních bilančních rovnic. Dá se dokonce konstatovat, že celá neregulovaná část je v podstatě jedinou částí celého oběhu, kde by globální bilanční rovnice mohly být nasazeny. Dynamika této části není až tak významným faktorem pro řídicí systém, i když vliv na další části systému prostřednictvím měnící se výstupní teploty samozřejmě má. Jediná chyba, která by se do modelu vnesla, by pak byla v dynamice. Na druhou

stranu, především v ekonomizéru a výparníku, prochází voda/pára velmi radikálními změnami a to se projeví na hustotě a měrné tepelné kapacitě. Tyto parametry se ve výměnících významně mění a vyvíjejí. Jako optimální byl tedy volen buď popis pomocí metody s rozloženými parametry nebo pomocí metody s rovnoměrným dělením jedné výměňkové trubky a následnou serializací. Tím se sice zvýší výpočetní náročnost, ale získá se přesnější dynamická odezva. Pokud by to bylo nutné, je jistě možné využít i jiné popisované metody. V tab. 3 jsou uvedeny parametry všech neregulovaných výměníků (dle technické dokumentace [29]), které jsou pro model a simulace nezbytné.

Tab. 3: Technický popis neregulovaných výměníků použitý pro model (dle [29])

Ekonomizér		
Rozměr trubek	Øx[mm]×x[mm]	Ø32×5
Počet trubek		384
Hmotnost	[kg]	336 300
Vnitřní objem	[m ³]	36,80
Plocha vyhřívání média	[m ²]	6204
Odhadovaná délka trubky	[m]	230
Výparník		
Rozměr trubek	Øx[mm]×x[mm]	Ø35×5
Počet trubek		152
Hmotnost	[kg]	240 000
Vnitřní objem	[m ³]	21
Plocha vyhřívání média	[m ²]	1878
Odhadovaná délka trubky	[m]	157,3
Přechodník		
Rozměr trubek	Øx[mm]×x[mm]	Ø38×5
Počet trubek		293
Hmotnost	[kg]	44 700
Vnitřní objem	[m ³]	4,52
Plocha vyhřívání média	[m ²]	347
Odhadovaná délka trubky	[m]	13,4
Přehřívák I, II (aproximace všech částí do jedné)		

Rozměr trubek	$\varnothing \times [\text{mm}] \times x [\text{mm}]$	$\varnothing 38 \times 6,3$
Počet trubek		$292 \div 384$
Hmotnost	[kg]	402 600
Vnitřní objem	[m ³]	16,8
Plocha vyhřívání média	[m ²]	2275
Odhadovaná délka trubky	[m]	74

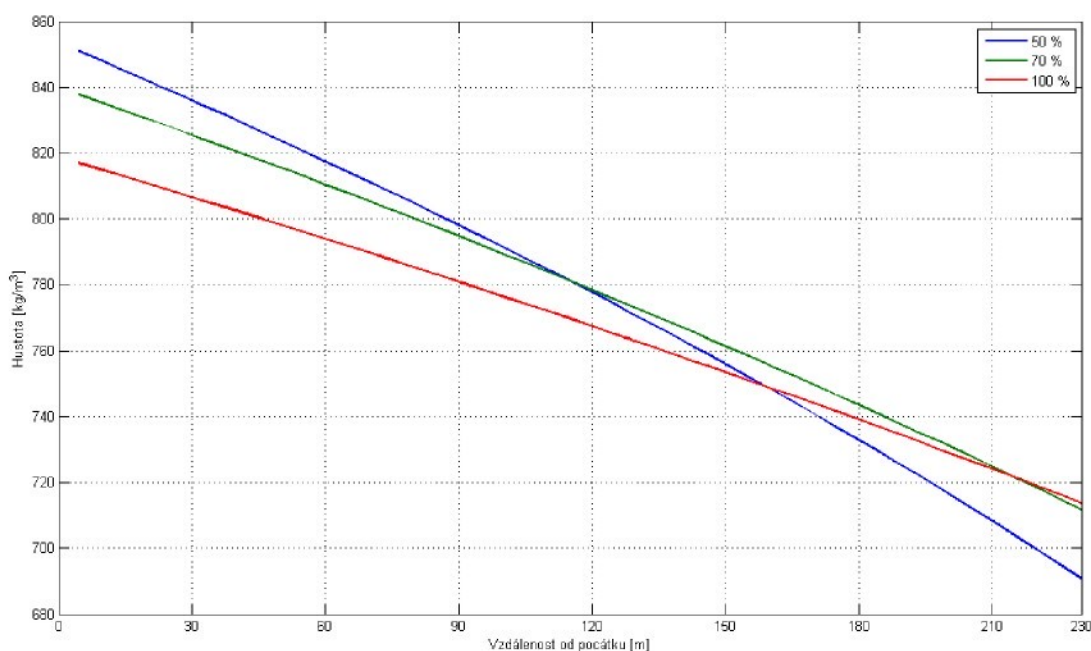
5.3.1 Ekonomizér

Ekonomizér je první tepelný výměník v kotli, obvykle je zařazen až do zadního tahu, kde mají spaliny už dost nízkou teplotu, a ohřívá se v něm vždy jen voda. Voda v ekonomizéru neprochází příliš dramatickými změnami hustoty (obr. 5-3) ani měrné tepelné kapacity (obr. 5-4) a jejich rozložení je přibližně lineární v závislosti na vzdálenosti od počátku trubky. I proto bylo upuštěno od myšlenky používat model s rozloženými parametry. Výpočetní náročnost není adekvátní získané informaci. Pro dostatečný popis se dá použít postup s rozložením výměníku na několik stejných částí, kde významné parametry páry jako hustota a měrná tepelná kapacita se uvažují jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní hodnoty pro celou trubku. Pro popis dynamiky výměníku tak byly použity rovnice popisující dynamiku páry (3.71) a dynamiku trubky (3.70). Zajímavé je srovnání rozdílů mezi výsledky ze simulací při použití výše zmíněného postupu a modelu založeného na rozložených parametrech (kap. 4.2). Pro porovnání obou přístupů byl zvolen jeden z nejrychlejších dynamických pochodů, které v kotli mohou nastat. Tímto pochodem je „skoková změna“¹³ výkonové hladiny z počáteční úrovně 100 % na konečnou úroveň 70 % (obr. 5-5). Z grafu je patrné, že v dynamické reakci není mezi oběma modely větší rozdíl, pouze reakce modelu s rozloženými parametry je za začátku o něco pomalejší. Takové zpoždění by se, v případě potřeby, muselo do používaného modelu implementovat navíc. Na druhou stranu při porovnání průběhů výstupních teplot při daleko běžnější trendové změně¹⁴ výkonové hladiny (opět za 100 % na 70 %) je rozdíl mezi oběma modely téměř

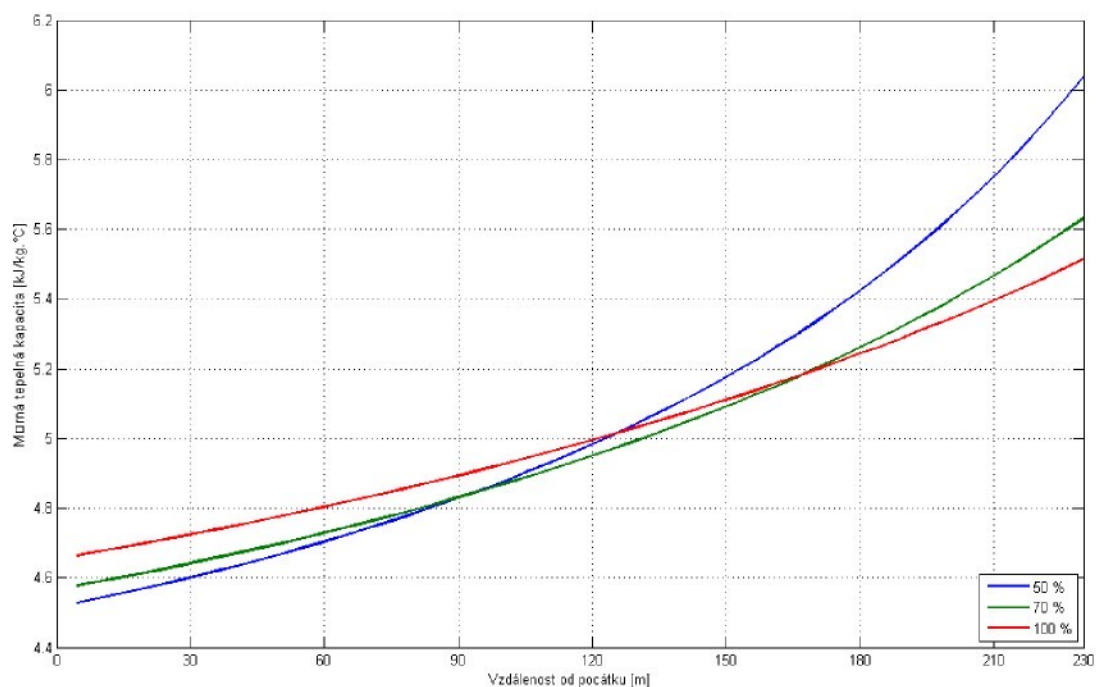
¹³ Skoková změna je změna výkonové hladiny maximální rychlostí. Je, dle zkušeností technologů, volena jako 50 % na výkonové hladině za 90 s.

¹⁴ Použitá trendová změna je technology definována jako 50 % na hladině tepelného výkonu za 26,5 minuty.

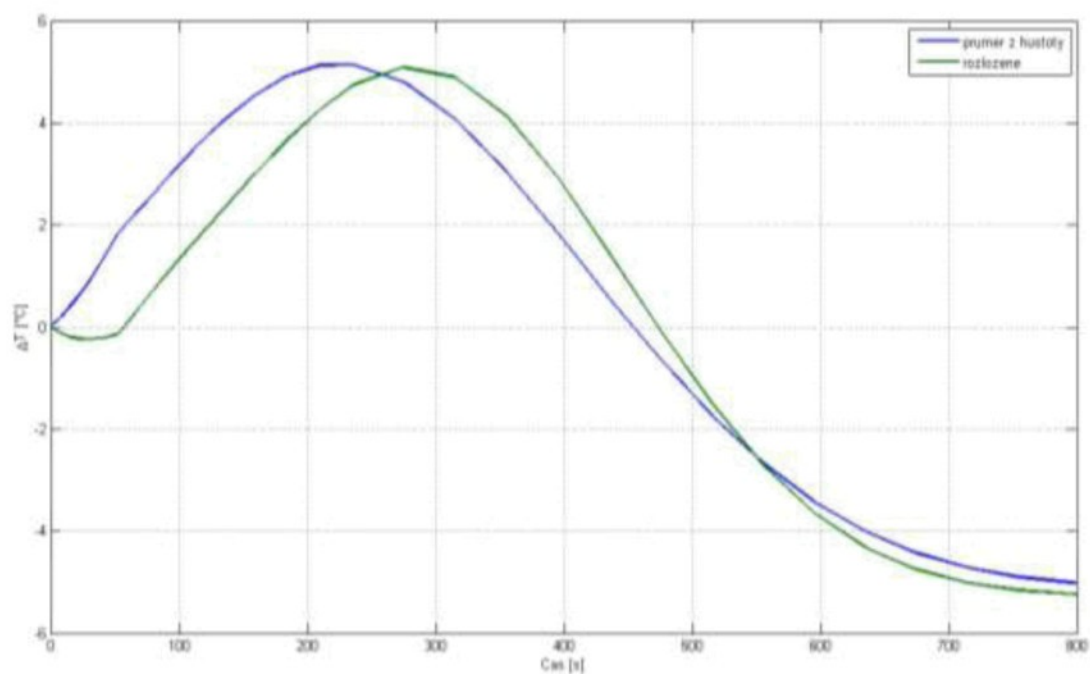
neznatelný (obr. 5-6). Především na základě tohoto simulačního výsledku lze konstatovat, že model, který využívá rozložení výměníku na několik stejných částí a uvažuje průměr mezi vstupní a aktuální výstupní hustotou a měrnou tepelnou kapacitou, je, minimálně v případě ekonomizéru, zcela použitelný. Odchylka v dynamice není nikterak velká a případné odchylky v zesílení lze snadno kompenzovat přičtením či odečtením příslušné konstanty. Pro potřeby konstrukce, ale i řízení je významná i statická charakteristika každého výměníku. Ta poskytuje informaci o teplotách média při ustáleném stavu na dané výkonové hladině. Pro ekonomizér je statická charakteristika na obr. 5-7.



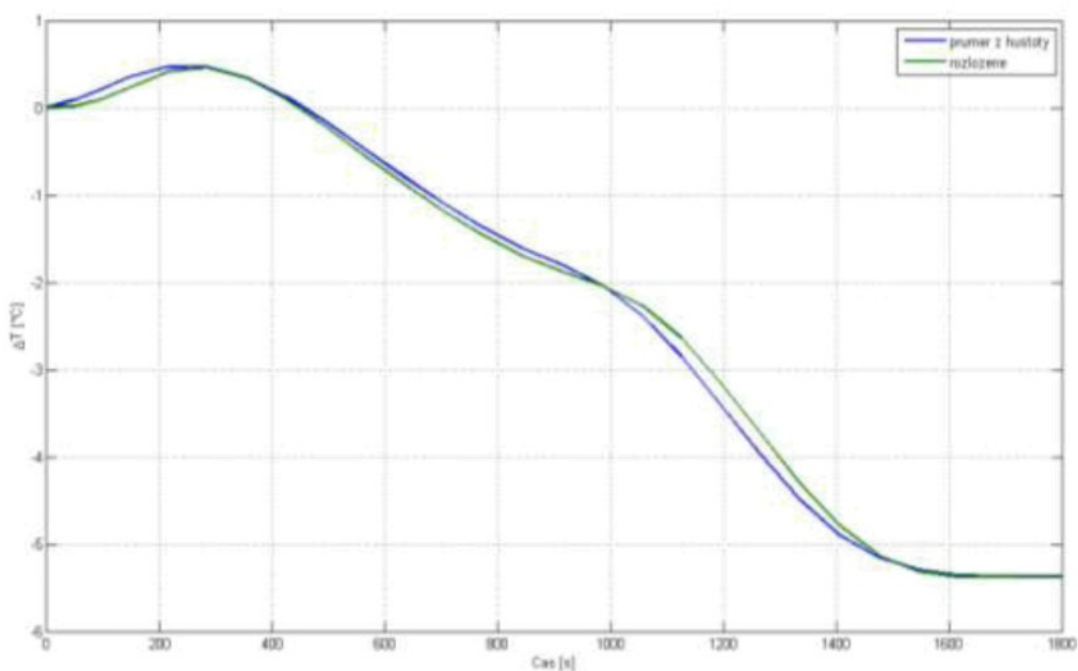
Obr. 5-3: Hustota vody v ekonomizéru při ustálených stavech na různých výkonových hladinách



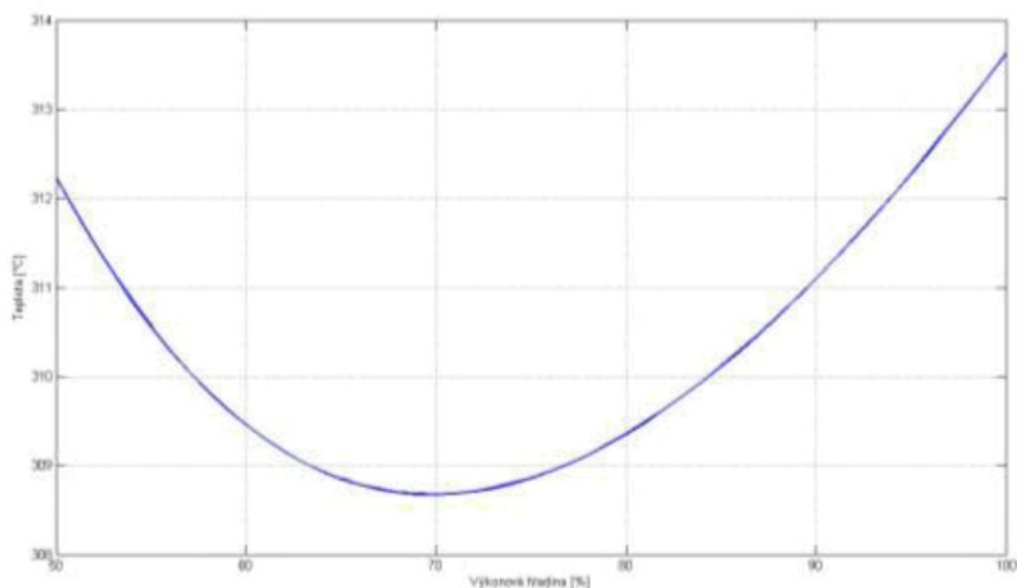
Obr. 5-4: Měrná tepelná kapacita vody v ekonomizéru při ustálených stavech na různých výkonových hladinách



Obr. 5-5: Vývoj teplot na výstupu z ekonomizéru při skokové změně výkonové hladiny ze 100 % na 70 %, porovnání modelu s rozloženými parametry a modelu s průměrem hustot



Obr. 5-6: Vývoj teploty za ekonomizérem při trendové změně tepelného výkonu ze 100 % na 70 %, porovnání modelu s rozloženými parametry a modelu s průměrem hustot



Obr. 5-7: Teplota na výstupu z ekonomizéru pro výkonové hladiny v rozmezí 50% až 100% tepelného výkonu

5.3.2 Výparník

Hlavním úskalím při konstrukci dynamického modelu výparníku je fakt, že právě ve výparníku dochází ke změně fáze z kapalné na plynnou. S touto změnou je spojena i velmi výrazná změna fyzikálních vlastností protékajícího média (hustota,

entalpie, měrná tepelná kapacity na rozdíl od velmi malé změny teploty). Je zřejmé, že použití globálních bilančních rovnic by bylo problematické, přesto realizovatelné. Přijatelnější možností bude doajista popis výparníku v rozložených parametrech, protože tak dostaneme nejpřesnější statické i dynamické vlastnosti výměníku. Navíc lze sledovat vývoj hustoty a pozici pásma odpařování.

Pro případ užití globálních bilančních rovnic by se výparník musel rozdělit na dvě části. Každá část by měla proměnný objem a každá by zastupovala vlastnosti jednoho ze stavů – kapalina a plyn. Pro případ, kdy by se neuvažovala žádná interakce s trubicou (hypotetický případ přímého ohřevu média) by platily tyto rovnice:

hmotnostní bilance

$$\frac{d(\rho'(t)V'(t) + \rho''(t)V''(t))}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t), \quad (4.1)$$

energetická bilance

$$\frac{d(\rho'(t)V'(t)u'(t) + \rho''(t)V''(t)u''(t))}{dt} = \dot{m}_{in}(t)h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t)h_{out}(t) + \dot{Q}(t), \quad (4.2)$$

a navíc podmínka pro celkový objem

$$V'(t) + V''(t) = V, \quad (4.3)$$

kde: x' – kapalně skupenství, x'' – plynně skupenství.

Jedná se o rovnice globální hmotnostní bilance média (3.44) a globální energetické bilance média (3.46) upravené tak, aby akceptovaly a popsaly oba stavy média, které se v trubce mohou vyskytovat. Podmínka pro celkový objem pak vyjadřuje pouze fakt, že trubka je zaplněna celá. Dá se předpokládat, že takový model sice principiálně popíše fázovou změnu ve výměníku, dosáhne správných ustálených stavů, ale dynamicky bude nepřesný. Nepřesnost bude způsobena příliš velkým zjednodušením v případě náhrady spojitě měnící se hustoty v celém výparníku pouze dvěma zástupnými hustotami, kde ρ'' je dokonce již přímo hustota výstupní páry na konci výparníku. Model založený na těchto rovnicích (tedy (4.1) až (4.3)) nebyl vůbec konstruován.

Namísto globálních bilancí pro každé skupenství je upřednostněn model, který je schopen popsat rozložení teplot v řezech trubky – výchozí model s rozloženými

parametry je diskretizován v ose směru proudění z . Ve výchozích rovnicích pro hmotnostní (3.7) a energetickou bilanci (3.27) a (3.25) je tedy skutečně potřeba uvažovat prostorovou změnu a závislost nejen na teplotě, ale i na hustotě. Rovnice popisující dynamické změny teploty trubky je významná nejen z hlediska korektní stavby modelu a odpovídající rychlosti dynamických odezev, ale zároveň slouží i k zachycení akumulačních procesů, které jsou v reálu využívány. Opět je využit předpoklad předem známého tepelného příkonu a tlakového spádu. V modelu byla místo rovnice, která popisuje přímo dynamiku teploty páry (3.27), použita rovnice popisující vývoj entalpie (3.15). Teplota páry na konci trubky i v jednotlivých řezech je získávána z tabulek páry, protože

$$T = T(h, p, z). \quad (4.4)$$

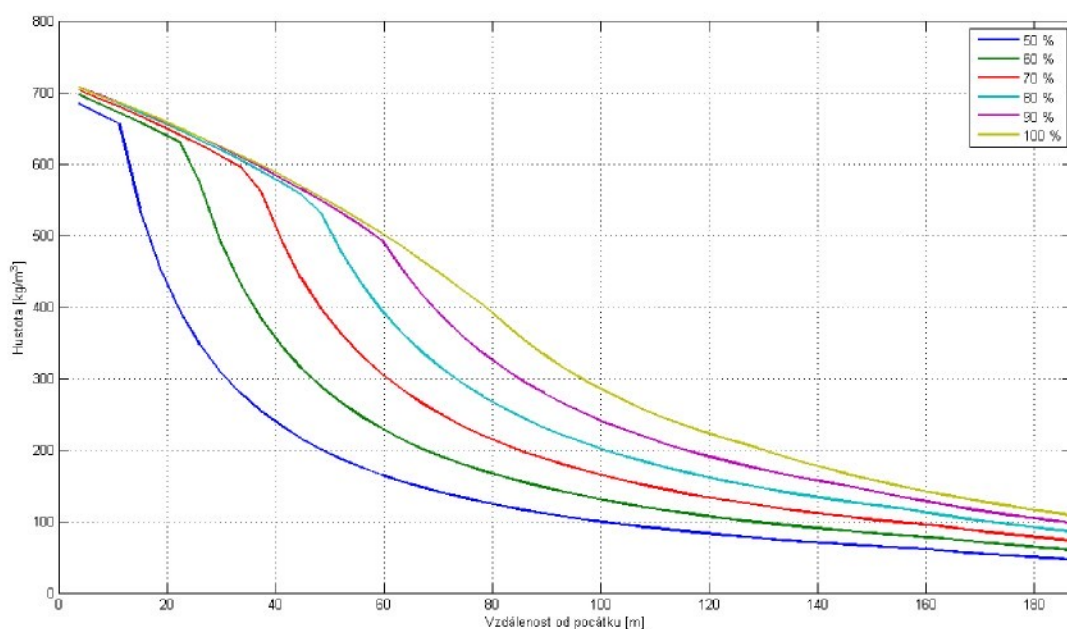
Volba stavových proměnných (zde teplota vs. entalpie) není v tomto případě nijak klíčová. Obě stavové proměnné s sebou v důsledku nesou stejnou výpočetní náročnost a stejné množství počítaných parametrů.

Jedinou problematickou otázkou je volba délky jednoho elementu Δz . Příliš malá délka elementu způsobí velmi vysoký počet rovnic a tím i proměnných parametrů, které se musí počítat a zjišťovat z tabulek. Naopak malá délka je na úkor přesnosti výpočtu.

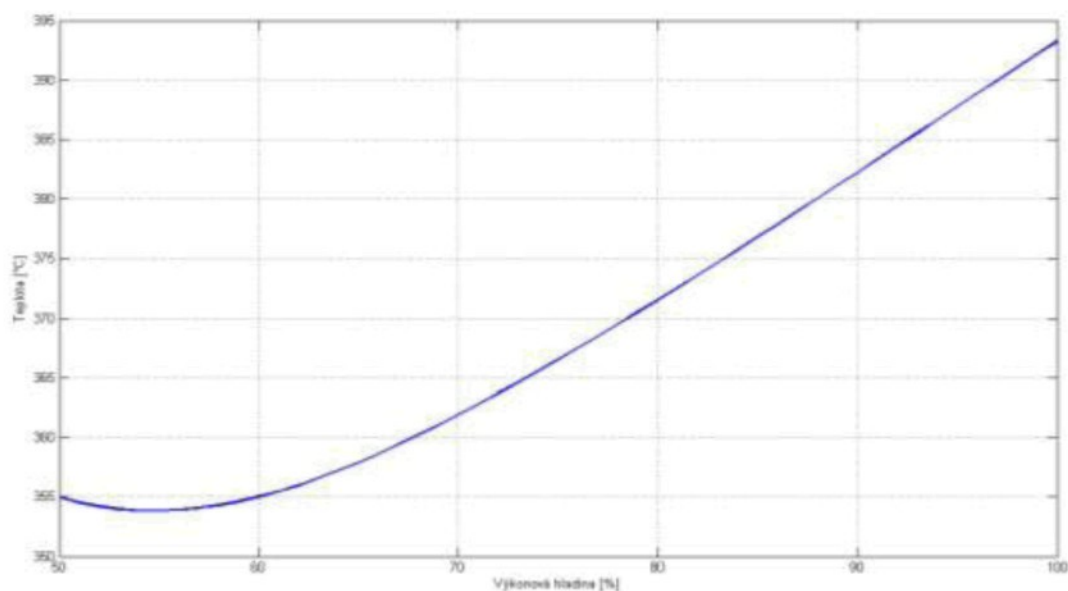
Významným faktem je, že pro potřeby modelu výparníku (a nejen jeho), jakožto součásti regulačního procesu, je klíčová vždy jen teplota na konci trubky, protože je zároveň vstupní teplotou do dalších částí, zde do přehříváku I. Použití modelu/popisu s rozloženými parametry je jen prostředkem, jak dosáhnout přesnějších výsledků.

Jako ilustrace funkce modelu výparníku s rozloženými parametry slouží následující obrázky. Na obr. 5-8 je zachyceno rozložení hustoty ve výparníku při ustáleném stavu na výkonových hladinách 50 – 100 %. Obr. 5-10 ukazuje vývoj teplot v prostoru a čase (teplotní pole) při přechodu výparníku z ustáleného stavu na výkonové hladině 90 % trendovým vzestupem 50 % / 30 minut na cílovou výkonovou hladinu 100 %. Trendová změna hladiny tepelného výkonu je standardní operací při provozu kotle a změnách jeho výkonu. Obr. 5-11 pak zachycuje teplotní pole výparníku při skokové změně výkonové hladiny ze 100 % na 70 %. Skoková změna je naopak jedna z méně standardních operací, kdy je na kotli porucha a výkon je urychleně snížen (tuto

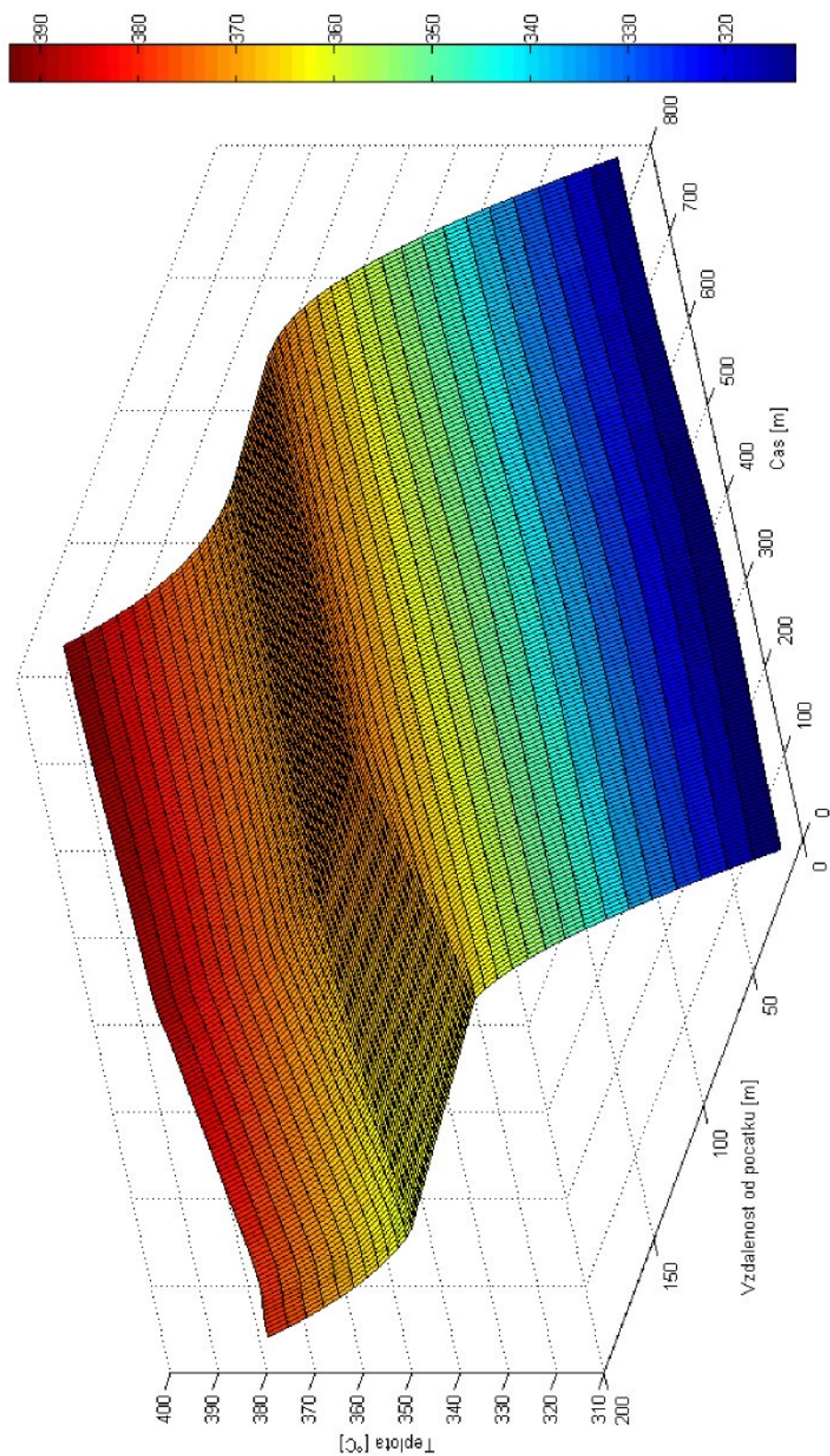
situaci si lze představit třeba jako výpadek mlýnu, napáječky, ...). U obou obrázků je patrné, že systém výparníku je zapojen v kotli (za ekonomizér) a jeho vstupní teplota se během simulace mění tak, jak se mění výstupní teplota z předřazeného výměníku. Graf na obr. 5-9 zachycuje statickou charakteristiku výparníku při standardním provozu v rozsahu výkonových hladin 50 % až 100 %. Z grafu hustoty a teploty je zřejmé, že z výparníku (resp. přechodníku) vystupuje již pára.



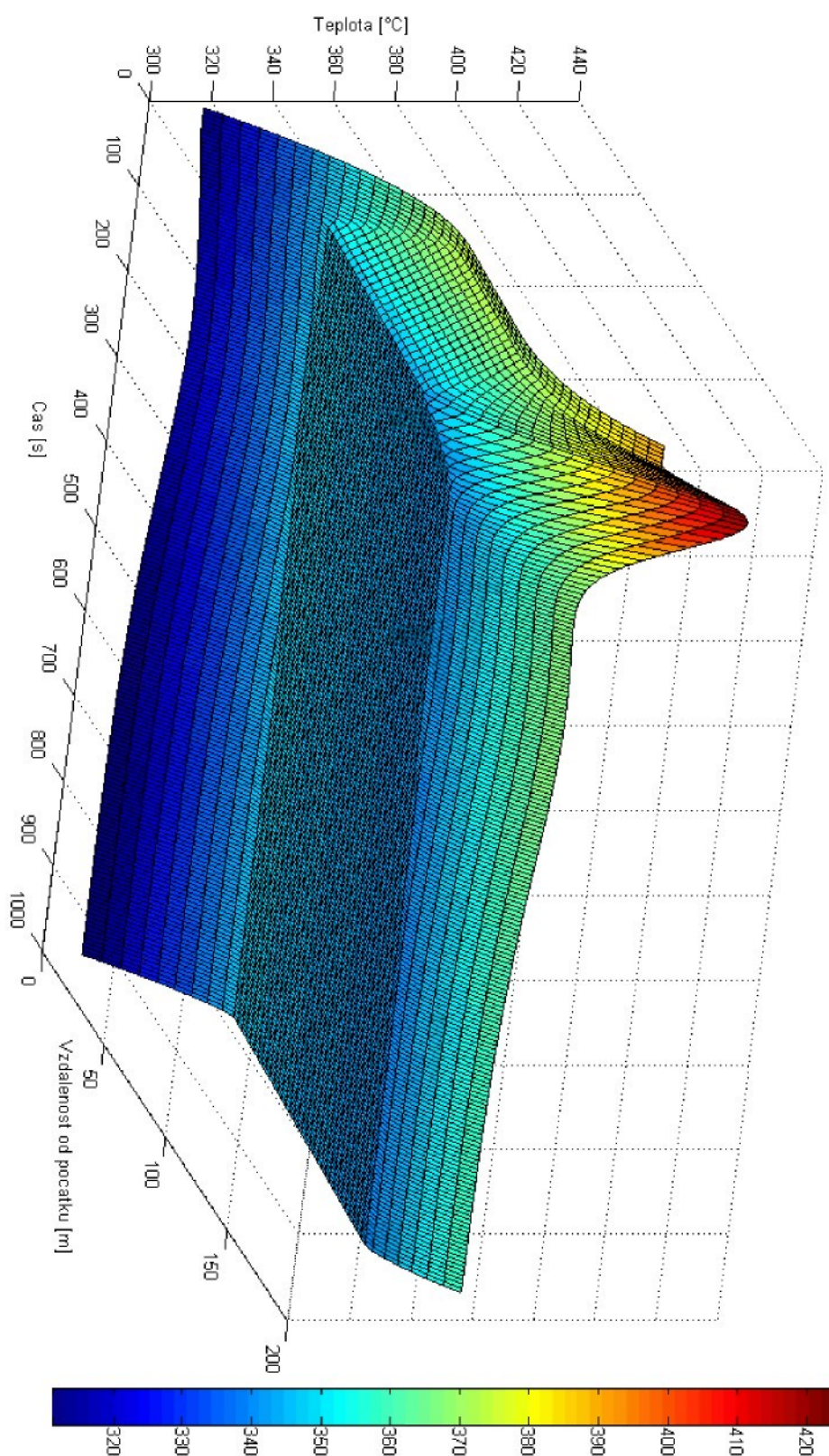
Obr. 5-8: Rozložení hustoty ve výparníku při různých hladinách tepelného výkonu



Obr. 5-9: Teplota na výstupu z přechodníku pro různé výkonové hladiny



Obr. 5-10: Teplotní pole ve výparníku, trendová změna výkonové hladiny z 90 % na 100 %, trend 50 % / 30 min



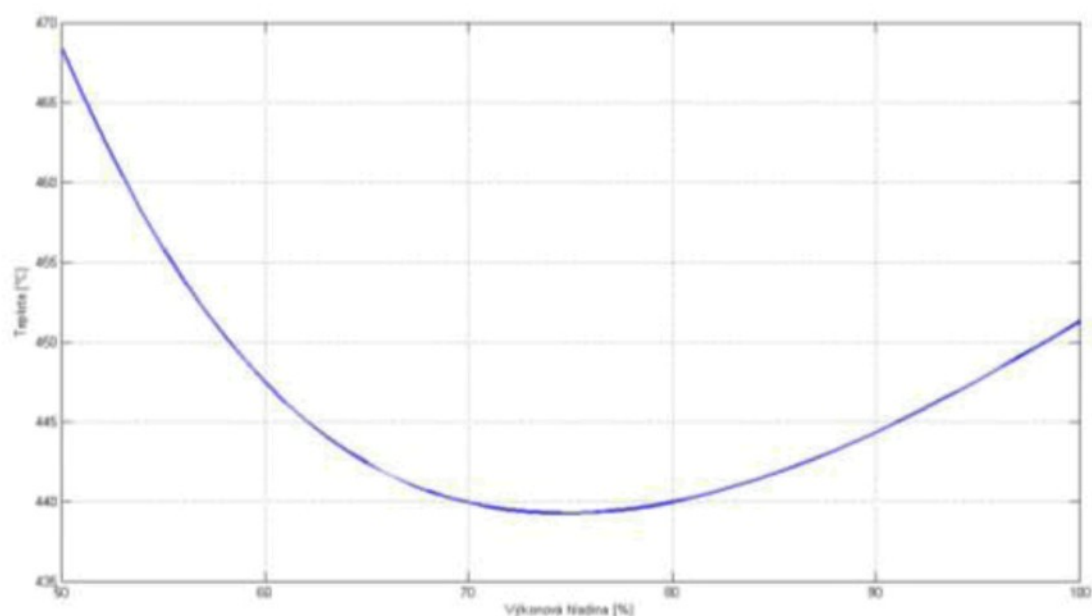
Obr. 5-11: Teplotní pole ve výparníku při skokové změně výkonových hladin 100 % – 70 %

5.3.3 Neregulované přehříváky (Přehřívák I, II)

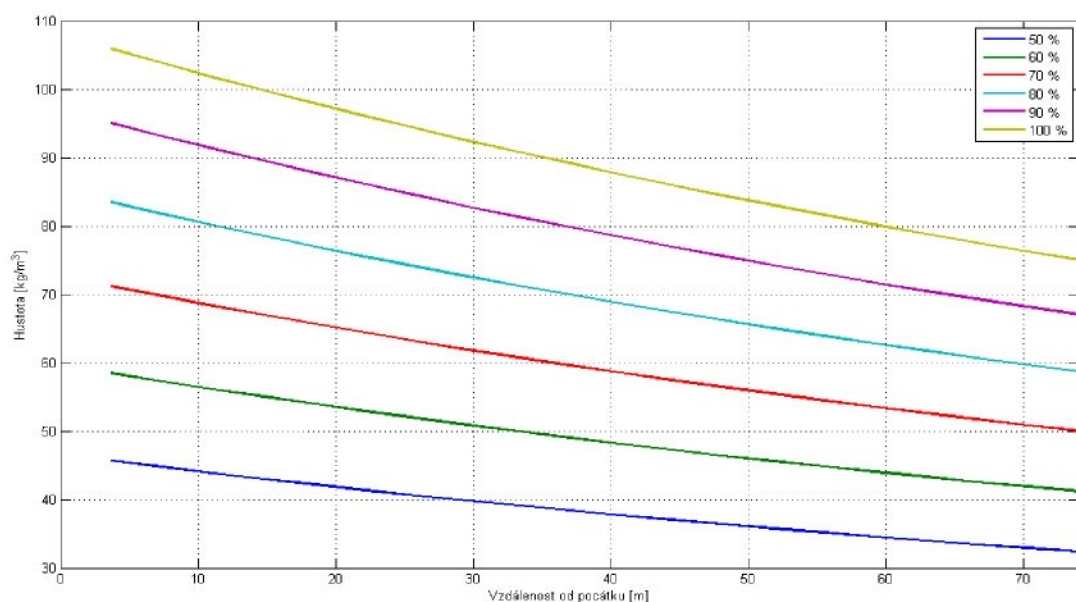
V případě prvních dvou přehříváků je známý pouze celkový dodávaný tepelný příkon do obou dvou najednou. Pokud se budeme držet počátečních předpokladů, je tedy nutné simulovat oba přehříváky, které se skládají z mnoha trubek různých rozměrů a mají celkem velkou vyhřívací plochu, jako jeden celek. Dynamická nepřesnost, která se tím do modelu vnese, by však neměla mít podstatný vliv. Délka, rozměry trubek a jejich počet je přepočítán tak, aby byla zachována celková ohřívací plocha s takovými rozměry trubky, která je v těchto přehřívácích dominantní. Pro další zpřesnění simulačních výsledků by bylo nutné mít oddělené množství dodaného tepelného příkonu v každé části přehříváků I a II, případně přejít od konceptu známého dodávaného tepelného příkonu ke komplexnímu řešení předávání energie spaliny-trubka-pára. Větší komplikace je spojena s vlastnostmi páry, která se ve výparníku nachází. V prvních přehřívácích má pára stále ještě velmi výrazný vývoj svých parametrů, především pak měrné tepelné kapacity a hustoty (obr. 5-13). Opět je jen obtížně myslitelná konstrukce modelu na základě globálních bilančních rovnic právě pro značný vývoj některých parametrů. Jako optimální byla vybrána varianta popisu založená na rozložených parametrech s tím, že délka jednoho elementu – počet řezů – byla volena především s ohledem na výpočetní náročnost, tedy delší element a tím i menší počet rovnic (zde konkrétně 20 elementů). Pro popis dynamických vlastností páry i trubky musí opět platit rovnice (3.7), (3.27) a (3.25). V modelu byla, stejně jako u výparníku, místo rovnice (3.27) popisující přímo dynamiku teploty páry, použita rovnice popisující vývoj entalpie (3.15). Teploty odpovídající dosažené entalpii při známém tlaku byly následně získány z tabulek vlastností páry. Obr. 5-12 zachycuje statickou charakteristiku neregulovaných přehříváků pro výkonové hladiny 50 % až 100 %. Tato teplota je vstupem do další části oběhu voda-pára, v tomto případě do bifluxu.

Zajímavou alternativou z hlediska stavby a provozu modelu je spojení přehříváků I, II spolu s výparníkem případně i ekonomizérem do jednoho simulačního modelu. Takové sloučení je jistě možné a může být výhodné z několika důvodů. Veškeré statické charakteristiky zůstanou zachovány, dynamické vlastnosti by měly zůstat bez výrazných změn a výpočetní náročnost by mohla klesnout (to je ovšem

sporné, protože popis výparníku je složitější). Celý model by pak byl konstruován na základě rovnic platných pro výparník a adekvátně přepočtené plochy od ekonomizéru a přehříváků I, II by se přidaly k ploše výparníku. Takovou náhradu lze provést jen tehdy, pokud není potřeba významným způsobem zasahovat do vnitřní části takového celku (např. odvod tepla, vnitřní změna průtoku, ...).



Obr. 5-12: Výstupní teplota za přehřívákem 2 pro různé výkonové hladiny



Obr. 5-13: Vývoj hustoty páry v přehřívácích 1, 2 na různých výkonových hladinách

5.4 Vstřík, směšování

Proces regulace vstřikováním chladicí vody je nedílnou součástí základní sady regulačních smyček všech elektrárenských bloků. Lze říci, že teplotní dynamika samotného procesu vstřikování, tedy dynamika teploty páry za vstřikem, je velmi rychlá v poměru k teplotní dynamice zařazeného výparníku (teplota páry za výměníkem). Podstatný vliv na změřenou teplotu přímo za vstřikem (T_1 na obr. 4-11) mají dynamiky teplotních čidel, dynamika servoventilu, dynamika samotné směšovací jímky, v které ke vstřiku dochází, a případná zpoždění při zpracování signálu. Celkem standardním postupem je v tomto případě identifikovat dynamiku vstřiků na základě reálných měření. Ty bohužel nejsou nyní k dispozici, a i proto se vytvořil zjednodušený simulační model vstřiku. Vzhledem k celkové koncepci tvořeného modelu se v tomto případě vycházelo z metody globálních energetických a hmotnostních rovnováh. Uvažovaly se dva přístupy. První je založen na popisu vstřiku (vstřikovací jímky) jako systému, do kterého vstupuje voda i pára a vychází pára o pozměněných vlastnostech s tím, že celý proces probíhá ve směšovací jímce. Směšovací jímka se pak bere v úvahu včetně své hmotnosti a tepelné kapacity. Druhou možností je vypustit směšovací jímku, využít rovnice jen ve své algebraické formě a dynamiku dodat v případě potřeby jinou cestou.

Věnujme se nejprve první možnosti. V tom případě se celý proces vstřiku může popsat rovnicemi globálních bilancí hmot a energií. Musí tedy platit jak bilanční rovnice hmot

$$\frac{d}{dt}(\rho_p V_p + \rho_v V_v - \rho_{out} V_{out}) = \dot{m}_p + \dot{m}_v - \dot{m}_{out}, \quad (4.5)$$

tak i bilanční rovnice energií

$$\frac{d}{dt}(\rho_p u_p V_p + \rho_v u_v V_v - \rho_{out} u_{out} V_{out} + m_{Fe} c_{Fe} T_{Fe}) = \dot{m}_p h_p + \dot{m}_v h_v - \dot{m}_{out} h_{out}. \quad (4.6)$$

Navíc musí být v platnosti vztah pro celkový objem sledované tekutiny, který je roven objemu vstřikovací jímky nebo sledovanému úseku

$$V = V_p + V_v. \quad (4.7)$$

Tato varianta nebyla dále zkoumána, protože nebyl znám objem vstřikovací jímky. Řešení je však obdobné jako u jiných modelů založených na globálních bilancích (např. Aström-Bellův model, atd.).

Druhá možnost je použít rovnice jen v algebraické formě. Ta byla zvolena jako optimální, protože dynamické vlastnosti lze libovolně měnit a přizpůsobovat dle dostupných informací. Ve své podstatě se zde navzájem oddělí dynamická a statická část procesu vstřikování a směšování. Dynamika teploty páry za vstřikem pak, jak bylo řečeno, není striktně závislá na konstrukčních parametrech jímky, ale je volitelná a je možno ji dále zpřesňovat. Statická část jsou algebraické rovnice hmotnostní a energetické bilance za vstřikem, které vychází z rovnic (4.5) a (4.6) za předpokladu nulových derivací.

Hmotnostní bilance vstřiku (směšování) se může zapsat jako

$$\dot{m}_{voda}(t) + \dot{m}_{para}(t) = \dot{m}_{out}(t). \quad (4.8)$$

Energetická bilance vstřiku (směšování)

$$\dot{m}_{voda}(t)h_{voda}(t, p_{voda}) + \dot{m}_{para}(t)h_{para}(t, p_{para}) = \dot{m}_{out}(t)h_{out}(t, p_{out}). \quad (4.9)$$

Z rovnice (4.9) lze díky základním vlastnostem páry vyjádřit výslednou výstupní teplotu jako funkci výstupní entalpie při známém tlaku.

$$h_{out}(t, p) = (\dot{m}_{voda}(t)h_{voda}(t, p) + \dot{m}_{para}(t)h_{para}(t, p)) \frac{1}{\dot{m}_{out}(t)} \quad \text{a} \quad (4.10)$$

$$T_{out}(t) = T_{out}(t, h_{out}, p_{out}),$$

kde indexy *out* značí výstupní stranu (po smíšení), *voda* značí parametr spjatý s chladicí vodou, případně prvním médiem a *para* značí parametr spjatý s párou, případně druhým médiem.

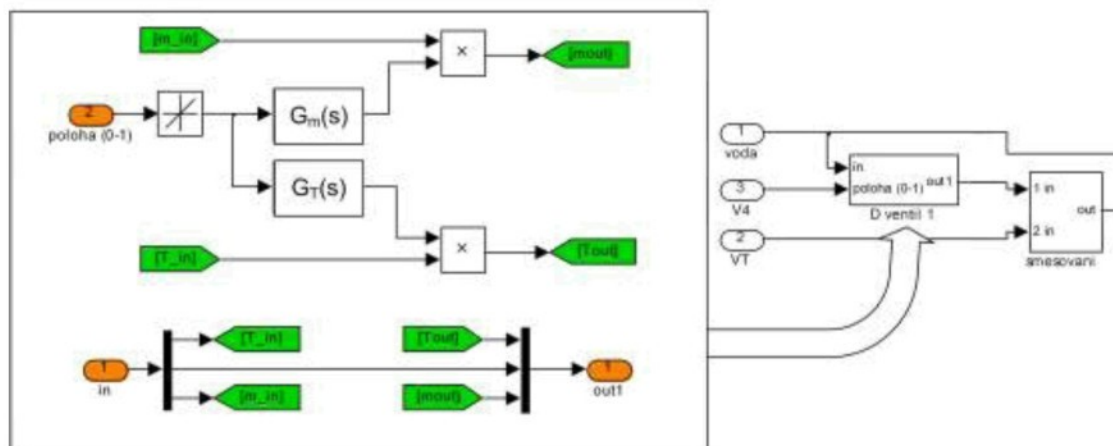
Rovnicí (4.10) jsou kompletně popsány statické vlastnosti páry za vstřikem. Dokonce lze konstatovat, že zcela stejné rovnice lze použít při konstrukci modelu směšování. V případě směšování se jedná o vzájemné smíšení páry o různých teplotách. Proces směšování páry je možné v kotli nalézt především za výměníky, jejichž výstupní teplota se řídí obtokem (převážně na středotlaké páře). Pro konstrukci simulačního modelu jsou si procesy vstřiku a směšování téměř rovnocenné. Je zřejmé, že proces vstřiku a

následného smíšení páry s vodou je konstrukčně náročný, a pokud by se měl provádět důsledný fyzikální rozbor, i velmi složitý co se popisu týče. V tomto případě je ale zjednodušení přínosné, protože nutná dynamika se naimplementuje zvlášť a statika funguje dle výše zmíněných rovnic. Každý vstřík je tedy simulačně řešen jako smíšení, jemuž je předřazen blok ovládání ventilu (obr. 5-14).

Veškeré dynamické účinky vstříku na teplotu páry za vstříkem (teplota změřená teplotním čidlem) lze pak buď aproximovat přenosem nejlépe ve tvaru 1. řád a dopravní zpoždění

$$G(s) = e^{-\tau_d s} \frac{K}{Ts + 1}, \quad (4.11)$$

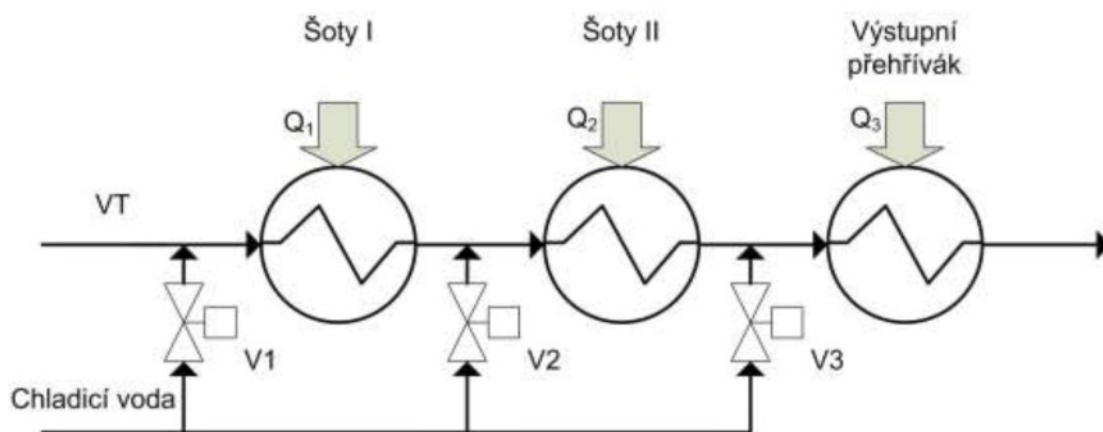
nebo vhodně zahrnout do dynamiky servopohonu ventilu. Samotný servopohon ventilu má samozřejmě též svoji dynamiku, svoje rychlostní limity, a to má podstatný vliv na vývoj teploty za vstříkem. Oba přístupy pro zahrnutí dynamiky jsou si v podstatě rovnocenné a vedou ke shodným výsledkům. Dynamika teploty páry za vstříkem je tedy v simulačním modelu složena ze samotné dynamiky servoventilu (přestavná doba 30 s) a dynamiky směšování. Implementována může být i statická charakteristika vstříku, která je nyní uvažována jako lineární, tedy průtok ventilem se lineárně mění s otevřením ventilu. Všechny dynamické dopady vstříku na páru za vstříkem jsou pro jednodušší implementaci přeneseny do samotné dynamiky otevírání ventilu jako jednoduchá aproximace účinků vstříku na výstupní páru. Touto cestou lze dokonce oddělit dynamické účinky na průtoku $G_m(s)$ a na teplotě $G_T(s)$ (obr. 5-14). Následné smíšení již pouze zajistí výpočet správné teploty a průtoku za vstříkem.



Obr. 5-14: Model dynamických účinků vstříku

5.5 Regulované přehříváky

Z hlediska provozu patří jistě mezi nejvýznamnější části celé výroby VT páry šoty I, šoty II a výstupní přehřívák, neboť pouze tyto části VT oběhu mají možnost regulace teploty výstupní páry. Regulace je realizována předřazenými vstříky (obr. 5-15), které jsou staticky navrženy tak, aby na všech významných výkonových hladinách (nad cca 55 %) měly nenulový průtok. To je výhodné pro možnost regulace výstupní teploty z daného subsystému nejen směrem dolů, ale případně i nahoru.



Obr. 5-15: Blokové strukturální schéma regulované VT části

Obecně je nezbytné rozlišit části, kde se teplo předává sáláním a části, kde se teplo šíří konvekcí. Z hlediska modelování a za předpokladu předem známého dodaného tepelného příkonu je však možné celý systém zjednodušit. Pokud se bude dle předpokladů uvažovat definované množství tepla (definované tepelné příkony) předané

v jednotlivých subsystémech, pak lze použít pro celou regulovanou část tři principiálně shodné modely. To znamená, že regulovaná VT část přehřívání páry se rozdělí na tři subsystémy, kdy každý má podobu vstřík + tepelný výměník (obr. 4-11). Tím, že se bude uvažovat známé množství dodaného tepelného příkonu, totiž odpadne část, ve které se tyto výměníky liší. Odlišnost mezi sálavými a konvekčními přehříváky je na straně přenosu tepelné energie ze spalín do trubky a tento přenos nyní odpadá. Výše uvedeným předpokladem se samozřejmě dopouštíme jisté chyby, ale model je přesto v takové podobě akceptovatelný a dostatečně přesný (dle porovnání s technickou dokumentací [31]). Další zpřesnění by bylo jistě možné právě přidáním interakce spaliny-trubka. V tu chvíli ale narážíme na problém přesného popisu spalín, a to jejich tepelné kapacity, hustoty, rychlosti atd. Ne všechny tyto parametry jsou jednoduše měřitelné a například u rychlosti jsou v případě spalín významné profily.

Vzhledem k poměrům rychlostí dynamických pochodů na teplotě páry za vstříkem (T_1 na obr. 4-11) a za výměníkem (T_2 na obr. 4-11) by bylo možné provést zjednodušující předpoklad, že dynamika vstříku se nebude uvažovat a budou se uvažovat pouze jeho statické vlastnosti. To se může stát problematické v tu chvíli, kdy se informace o teplotě za vstříkem používá pro regulaci. Proto byl použit postup s dodanou aproximovanou dynamikou z kapitoly 5.4. V tab. 4 jsou uvedeny základní rozměry jednotlivých tepelných výměníků v regulované části, které jsou pro provoz modelu nezbytné.

Tab. 4: Technický popis regulované části použitý pro model (dle dokumentace [29])

Šoty I		
Rozměr trubek	$\varnothing \times [\text{mm}] \times x [\text{mm}]$	$\varnothing 33,7 \times 5,6$
Počet trubek		10desek $\times 36 = 360$
Hmotnost	[kg]	34 200
Vnitřní objem	[m ³]	1,82
Plocha vyhřívání média	[m ²]	291,4
Odhadovaná délka trubky	[m]	11,45
Šoty II		
Rozměr trubek	$\varnothing \times [\text{mm}] \times x [\text{mm}]$	$\varnothing 35 \times 6,3$
Počet trubek		10desek $\times 36 = 360$

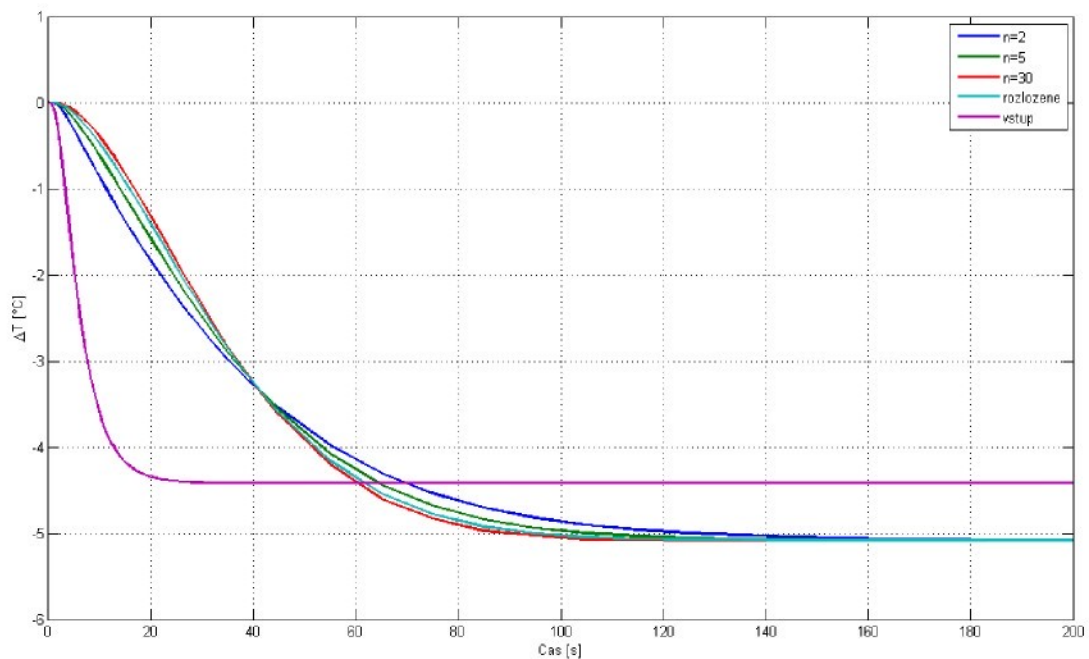
Hmotnost	[kg]	40 200
Vnitřní objem	[m ³]	2,28
Plocha vyhřívání média	[m ²]	406,4
Odhadovaná délka trubky	[m]	16,05
Výstupní přehřívák		
Rozměr trubek	Øx[mm]×x[mm]	Ø38×7,1
Počet trubek		384
Hmotnost	[kg]	110 200
Vnitřní objem	[m ³]	7,11
Plocha vyhřívání média	[m ²]	1196
Odhadovaná délka trubky	[m]	41,65

5.5.1 Šoty I, šoty II

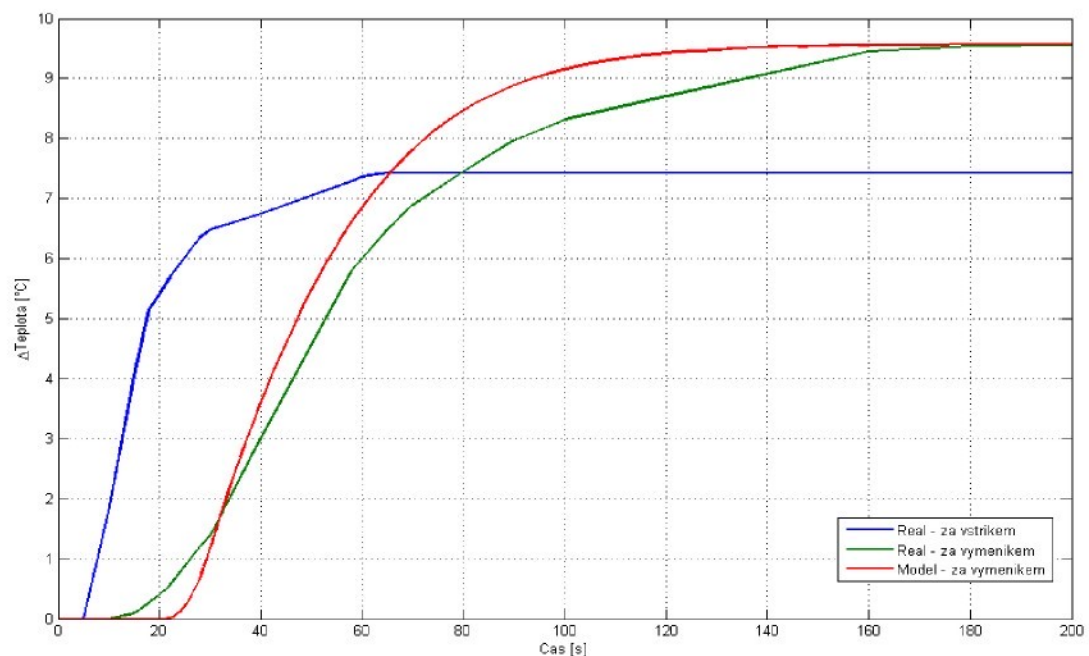
Pro šoty I i šoty II byly použity rovnice, které popisují výměník za pomoci jeho délkového rozdělení na několik stejně dlouhých částí (3.71) a (3.70). Z obr. 5-16 je zřejmé, že pokud se zvolí vhodný počet sériově seřazených částí modelu, pak tvar typické dynamické odezvy takového modelu na vstřik je velmi blízký odezvě modelu s rozloženými parametry. U většiny výměníků se ukázalo, že jako optimální je vhodné volit 5, 10, maximálně 20 sériově řazených částí. Další zvyšování počtu úseků již nevede k výrazným změnám dynamiky, naopak snižování počtu úseků pod 5 je na dynamice velmi patrné. Dynamické odezvy jsou pak výrazně pomalejší než by měly být. Model s rozloženými parametry je zde volen jako etalon odezvy vzhledem k tomu, že by měl být nejpřesnější, co do striktního fyzikálního popisu. Reakce simulačního modelu na otevření vstřiku mohla být v tomto případě porovnána s reálnými daty, které byly k dispozici [31]. Obr. 5-17 ukazuje změnu teploty za prvním vstřikem a za prvním výměníkem (šoty I) při skokovém otevření ventilu vstřiku na výkonové hladině 100 %. Je zřejmé, že tvar odezvy je přibližně zachován, i když se objevují jisté odchylky. Obr. 5-18 pak zachycuje výsledek stejného simulačního experimentu a reálného měření¹⁵, tentokrát však za druhým vstřikem, tedy dynamiku šotů II. Zde je odchylka v dynamice již zcela nepatrná a lze obecně konstatovat, že simulační model je již v této fázi schopný

¹⁵ Reálná data byla získána z elektrárny obdobného typu a konstrukce.

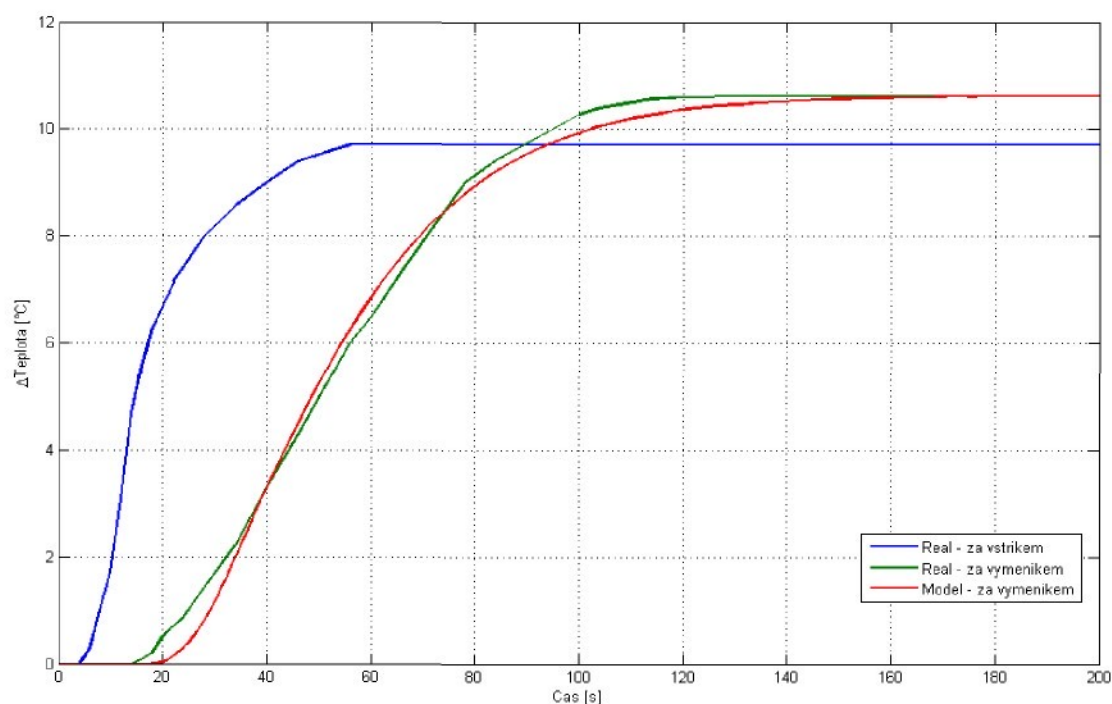
dostatečně dobře popsat chování reálného systému, minimálně v oblasti tvaru dynamických odezev. Takového výsledku bylo dosaženo s modelem vytvořeným z konstrukčních dat bez dalších významných kalibrací!



Obr. 5-16: Vývoj teploty za šoty I při použití různých modelů, skokové otevření vstříku na 50% výkonové hladině o 0,045



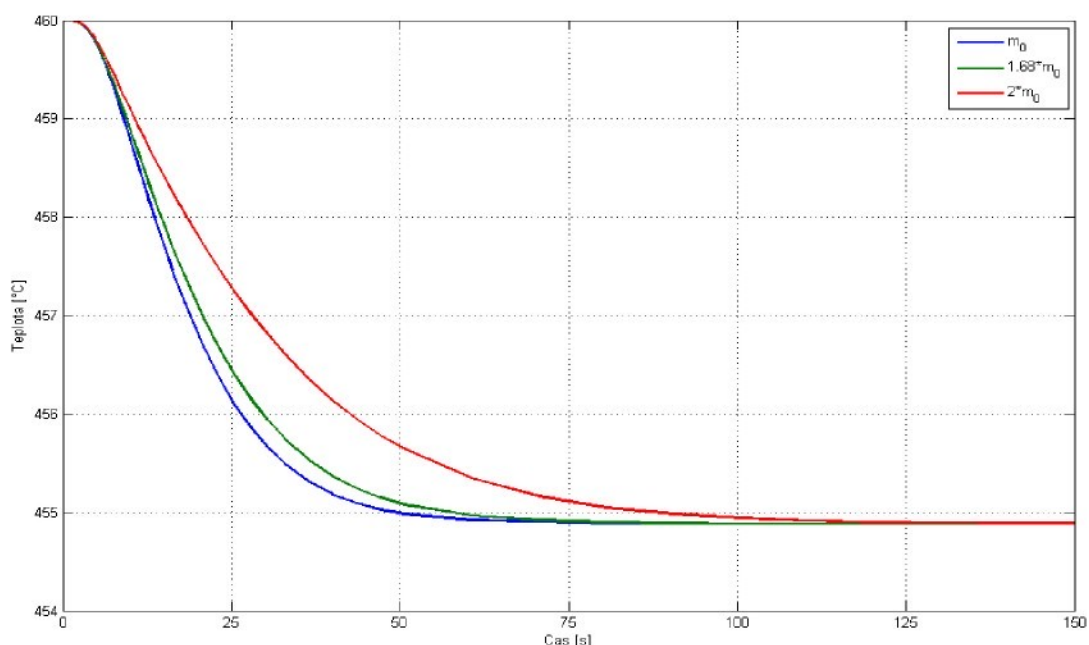
Obr. 5-17: Porovnání průběhu teploty za šoty I při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 1. vstříku)



Obr. 5-18: Porovnání průběhu teploty za šoty II při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 2. vstřiku)

Model by však měl respektovat fakt, že dynamika reálného systému se může od ideálu odlišovat a být schopen na toto reagovat, tedy mít možnost další kalibrace. Lze předpokládat, že odchylky mohou nastat jak v oblasti ustálených teplot, tak v dynamice, tedy tvaru křivky, případně rychlosti odezvy. Oboje lze kompenzovat. Kompenzace dynamických odchylek je možná buď změnou hmotnosti daného tepelného výměníku oproti jeho konstrukčním parametrům (obr. 5-19), nebo přidáním další, „umělé“, dynamiky prostřednictvím přenosu. Tento přenos pak může dle potřeby být zařazen buď jen jako odhadovaná dynamika čidla a měřicího řetězce, nebo přímo do hlavních signálů teploty a průtoku. Touto cestou lze dosáhnout i změny v zesílení. Hmotnost výměníků se může stát problematickým parametrem. Při konstrukci modelu lze totiž vycházet ze dvou mírně odlišných předpokladů. Buď budeme předpokládat, že výměník je konstruován jako svazek několika desítek či stovek trubek o známém průřezu, známé přestupní ploše a známé délce a hmotnost celého výměníku pak dopočítáme ze známé tloušťky stěny trubky a hustoty materiálu. Druhou možností je, že částečně upustíme od předpokladu trubkového svazku a použijeme přímo hmotnost výměníku tak, jak ji definují konstruktéři. Obě hmotnosti se mohou významně lišit. Je to způsobeno jednak tím, že ne všechny výměníky jsou přímo trubkové a jednak tím, že ke každému

výměníku patří ještě vstupní a výstupní komora, případně část potrubí, různé úchyty, zpevňovací celky atd. Tím se hmotnost rozhodně zvýší. Důsledkem pak je odlišná dynamika tak, jak je možné vypořádat právě z obr. 5-19, který je možné chápat nejen jako možnost kompenzace rychlosti odezvy na vstřík přidáním nějaké „falešné“ hmotnosti, ale i jako výsledek respektování všech konstrukčních parametrů¹⁶. Kompensaci ve statické oblasti je nejjednodušší provádět prostou změnou aktuálního výstupu na základě vhodně zvolených vstupních (tedy změnu řídicích) parametrů.



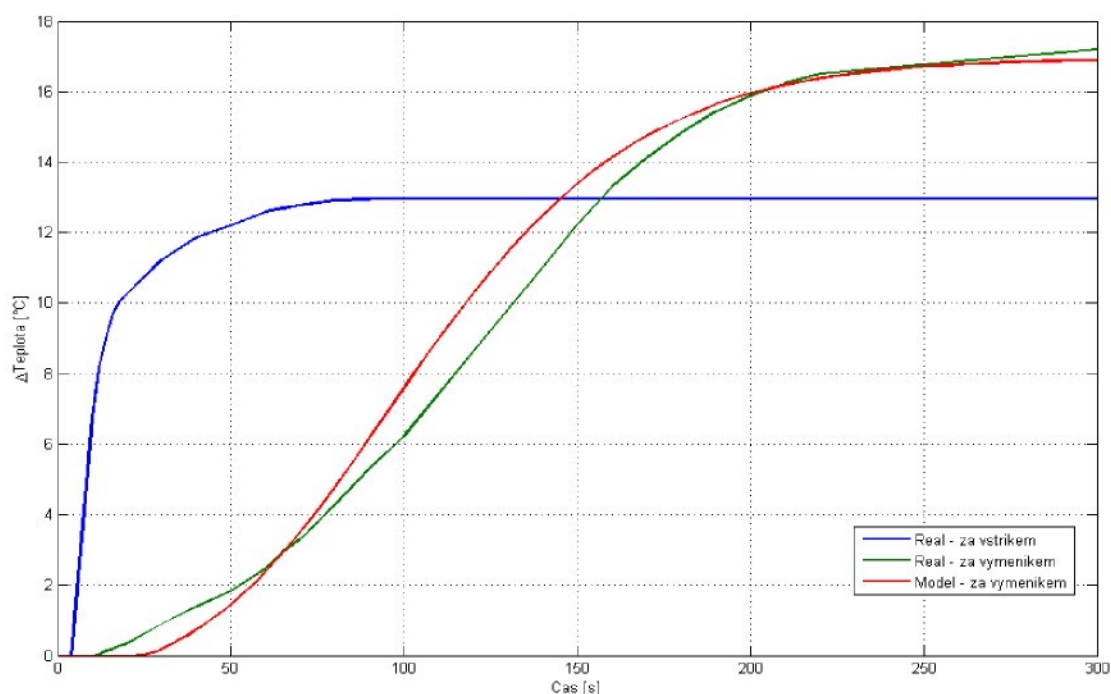
Obr. 5-19: Možnosti změny rychlosti dynamické odezvy na vstřík (výkonová hladina 100 %) pouhou změnou hmotnosti výměníku

5.5.2 Výstupní přehřívák

Výstupní přehřívák je poslední částí oběhu VT páry. Pára v něm získává značné množství tepelné energie a její teplota se velmi výrazně zvyšuje ze vstupních 485 °C před vstříkem (za vstříkem tedy ještě méně) až na výstupní žádanou teplotu 575 °C. Tyto velké změny na teplotě jsou doprovázeny i velkými změnami na hustotě a měrné tepelné kapacitě. Navíc je výstupní přehřívák relativně dlouhý. Mohlo by se uvažovat o použití modelu s rozloženými parametry, ale je samozřejmě lepší se mu vyhnout. Proto

¹⁶ Výměník v kotli není jen sada trubek, ale sestává navíc z různých konstrukčních prvků upravujících vzájemnou vzdálenost trubek či jejich uchycení ke konstrukci kotle. Navíc je možné uvažovat i část přívodního a odvodního potrubí, vstupní rozdělovače, výstupní směšovače a další.

bylo vyzkoušeno nasazení modelu, který rozloží výměník na více stejných částí a počítá hustotu jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní velikosti této veličiny (3.71), (3.70). Dynamické odezvy takového modelu byly konfrontovány s technickou dokumentací [31] a lze konstatovat, že model je vyhovující (obr. 5-20).



Obr. 5-20: Porovnání průběhu teploty za výstupním přehřívákem při reálném měření a simulaci (výkonová hladina 100 %, otevření 3. vstříku)

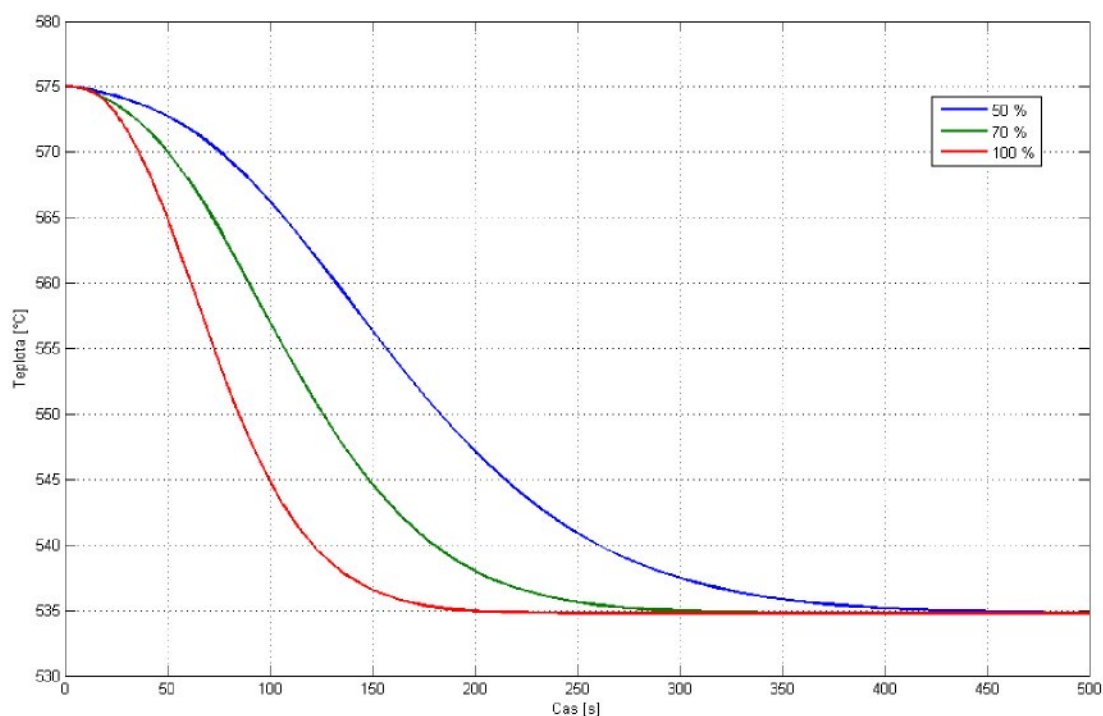
Stejně jako v případě obou šotových výměníků, je i zde možnost dynamiku výměníku následně upravit vložení vhodného přenosu. Obr. 5-21 ukazuje změnu v dynamice výstupního přehříváku na různých výkonových hladinách. Simulačně byla zkoumána teplota za výměníkem při výkonových hladinách 50 %, 70 % a 100 %, přičemž otevření vstřikového ventilu bylo takové, aby výstupní teplota byla vždy stejná 534,7 °C (tab. 5). Výchozí poloha a parametry vstupů odpovídají vždy dané výkonové hladině, teplota výstupní páry je vždy 575 °C.

Tab. 5: Otevření vstřikového ventilu při porovnávacích simulacích

Výkonová hladina [%]	Výchozí poloha ventilu [1]	Otevření ventilu [1]
50	0,0060	+0,3000

70	0,0966	+0,4533
100	0,0732	+0,7698

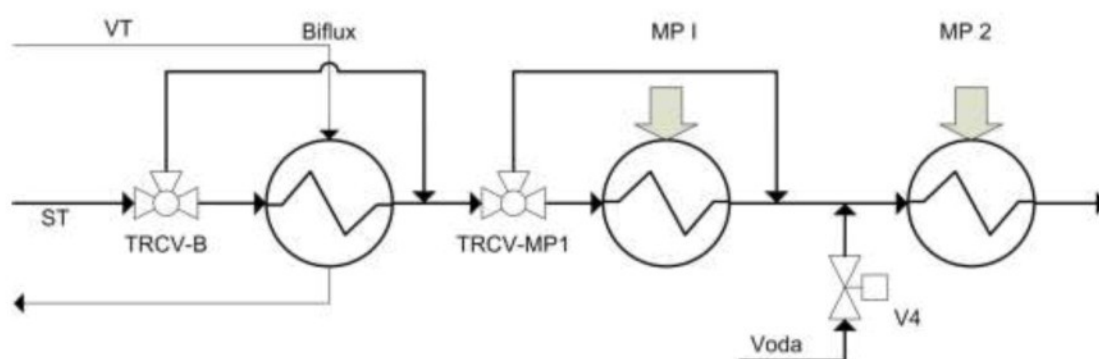
Vzhledem k celkové délce přehříváku a spádu na hustotě bylo nutné volit větší počet částí, na něž se model rozdělí. Jako optimální bylo zvoleno rozložení na 10 částí, které se ve tvaru dynamických odezev (především při reakcích na otevření vstřikovacího ventilu) dostatečně blíží reakcím modelu s rozloženými parametry. Na obr. 6-2 je zachyceno simulační schéma pro výstupní přehřívák. Principiálně shodné schéma se používá pro většinu tepelných výměníků, které vychází ze stejných rovnic. Ve schématu je vidět část, kde se řeší teplota páry, teplota trubky, dále samostatná část pro výpočet aktuální velikosti koeficientu přestupu tepla podle rychlosti proudění (hmotnostního průtoku). Simulační schéma musí také obsahovat komunikaci s tabulkami páry, ze kterých se v tomto případě počítají hustota a měrná tepelná kapacita páry. Tlakové ztráty ve výměníku jsou řešeny samostatně a obvykle jako algebraický výpočet.



Obr. 5-21: Reakce teploty za výstupním přehřívákem na skokovou změnu polohy vstřiku při různých výkonových hladinách

5.6 Středotlaká část

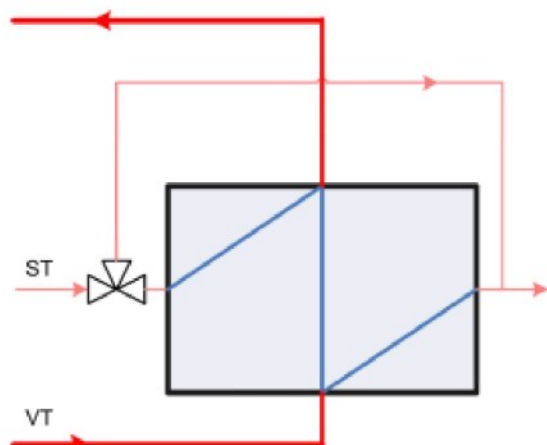
Středotlaká část je v modelu oddělena od vysokotlaké části. Oddělení je však pouze ve vazbě mezi výstupem z vysokotlaké části a vstupem do středotlaké části. Jinak je model středotlaké části spojen s modelem vysokotlaké části v jeden celek, který je navíc v konfiguraci kotle propojen prostřednictvím výměníku trubka v trubce. Středotlaká část (obr. 5-22) sestává z protiproudého výměníku typu trubka v trubce a dvou stupňů mezipřehřevu. Řídit lze teplotu za každým výměníkem, a to obtoky (biflux a vstupní mezipřehřívák) nebo vstřikem (výstupní mezipřehřívák).



Obr. 5-22: Blokové strukturální schéma středotlaké části

5.6.1 Biflux – výměník trubka v trubce

Biflux (obr. 5-23), konstruovaný jako protiproudý tepelný výměník typu trubka v trubce (obr. 5-24, tento biflux má 420 takových trubek), je umístěn mimo hlavní spalovací prostor a je důkladně izolován. Biflux je v této konfiguraci kotle využíván jako zdroj tepelné energie pro středotlakou páru a v pozici zdroje je pak pára vysokotlaká. S tím souvisí i jisté dopady na pozici tohoto výměníku v řídicích strukturách. Aktivní prvek řízení je umístěn na středotlaké páře. Je jím trojcestný ventil a řízení teploty výstupní středotlaké páry je zajištěno pomocí obtoku. Z hlediska řídicího obvodu vysokotlaké páry je biflux nutné chápat jako zdroj poruch.



Obr. 5-23: Principiální schéma bifluxu

I přes relativně malé rozměry bifluxu je matematicko-fyzikální analýza a tvorba simulačního modelu tohoto systému o něco komplikovanější než u ostatních výměníků. Důvod je ve způsobu dodávání tepelné energie a výpočtu této energie. Ve všech předchozích příkladech byl aplikován jeden ze základních předpokladů, který říká, že dodaný tepelný výkon je předem známý. Všechny důsledky tohoto předpokladu již byly diskutovány. V tomto případě ale tento předpoklad použít nelze. Řešení tohoto výměníku je velmi blízké k řešení kompletního výměníku spaliny-trubka-pára. Zde se jedná především o rozřešení přenosu tepelné energie vysokotlaká pára – trubka – středotlaká pára. V teoretické části bylo ukázáno, že použití globálních bilancí pro protiproudý výměník není možné, protože takový přístup není schopen podchytit všechny stavy, které mohou nastat. Cestou k řešení by tedy měl být buď přístup přes rozložené parametry, nebo vhodná úprava metody využívající podélné rozdělení výměníku na několik stejných částí a následné počítání základních parametrů páry jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní hodnoty. Je jisté, že rozložené parametry budou použitelné, ale překážkou může být opět výpočetní náročnost a vzhledem k malé délce jednotlivých trubek výměníku se rozložené parametry jeví jako příliš silný nástroj. Zajímavým problémem je hledat jiné řešení než použití popisu s rozloženými parametry. Konečné použité řešení je založeno na globálních bilančních rovnicích. Problém, který nastává s nemožností dosáhnout některé ustálené stavy, je řešen pomocí úpravy velikosti předávané tepelné energie mezi oběma párami na základě velikosti průtoků páry. Takové úpravy bylo možné dosáhnout pouze díky znalosti skutečných ustálených

stavů z modelu s rozloženými parametry a je platné, alespoň co do velikosti koeficientů, jen pro daný výměník.



Obr. 5-24: Řez trubkou bifluxu

Pro biflux musí opět platit základní bilance a to navíc na obou médiích.

Hmotnostní bilance

$$V \cdot \frac{d\rho(t)}{dt} = \dot{m}_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \quad (4.12)$$

a energetická bilance média

$$V \cdot \frac{d(\rho(t) \cdot u(t))}{dt} = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) + \dot{Q}(t), \quad (4.13)$$

kde index *in* označuje vstupní stranu výměníku, *out* pak výstupní stranu výměníku.

Velmi významnou částí modelu je relace mezi vnějším (VT pára) a vnitřním (ST pára) médii. Tato relace, či interakce, je realizována prostřednictvím společné kovové stěny, která zároveň slouží jako akumulátor energie. Využívá se známé skutečnosti o dodaném/odebraném tepelném příkonu/výkonu

$$\dot{Q}(t) = \alpha(\dot{m}) \cdot S \cdot \Delta T(t). \quad (4.14)$$

Teplotní dynamiku prostřední trubky pak můžeme vyjádřit jako

$$m_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot \frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \alpha_{ST} \cdot (\dot{m}_{ST}) \cdot S_{ST} \cdot (T_{ST}^*(t) - T_{Fe}(t)) - \alpha_{VT} \cdot (\dot{m}_{VT}) \cdot S_{VT} \cdot (T_{Fe}(t) - T_{VT}^*(t)) \quad (4.15)$$

V této rovnici se objevuje jak dodaná tepelná energie z vysokotlaké páry, tak tepelná energie předaná do středotlaké páry. Rozdíl oproti standardnímu tvaru je ve členu, který vyjadřuje rozdíl teplot páry a trubky, přesněji ve velikostech teplot médií. Právě cílenou změnou teploty každého z médií v této rovnici lze zajistit, že celý popis, založený na globálních bilancích, bude pro protiproudý tepelný výměník funkční. Stejně upravený člen se samozřejmě objeví i v energetické bilanční rovnici pro obě média (4.13). Upravená energetická bilance média pak bude mít podobu

$$V \cdot \frac{d(\rho(t) \cdot u(t))}{dt} = \dot{m}_{in}(t) \cdot h_{in}(t) - \dot{m}_{out}(t) \cdot h_{out}(t) \pm \alpha(\dot{m}_{out}) \cdot S \cdot (T_{Fe}(t) - T_x^*(t)), \quad (4.16)$$

kde index x je ST pro středotlakou a VT pro vysokotlakou páru, stejně tak se mění i znaménko před posledním členem.

$$\left. \begin{aligned} T_{VT}^*(t) &= (1 - \varepsilon) \cdot (T_{VTin}(t) + T_{VTout}(t)) \\ T_{ST}^*(t) &= \varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) \end{aligned} \right\} \varepsilon = \varepsilon(\dot{m}_1, \dot{m}_2). \quad (4.17)$$

jsou upravené teploty médií tak, aby byly dosaženy vlastnosti protiproudého výměníku při použití popisu s koncentrovanými parametry. Opravný koeficient byl nalezen experimentálně za pomoci modelu založeného na rozložených parametrech. Ustálené stavy tohoto modelu pak byly cílovými stavy, které se pomocí koeficientu ε hledaly. Výpočet koeficientu ε pak respektuje skutečnost, že ustálené stavy nejvíce souvisí s velikostí průtoků obou médií. Pro biflux s popisovanými parametry je

$$\varepsilon = 0,5108 - \frac{\dot{m}_{ST}}{\dot{m}_{VT}} \cdot 0,067. \quad (4.18)$$

Pro kompletní rozřešení bifluxu se musí sestavit soustava šesti rovnic. Jedná se o energetické bilance obou médií, hmotnostní bilance obou médií a dynamiku obou trubek (vnitřní a vnější). Termodynamické vlastnosti páry při daném tlaku a teplotě se najdou pomocí implementovaných tabulek vlastností páry. Idea použití tabulek je významná i při samotné úpravě rovnic, neboť všechny parametry páry jsou pak fixovány pouze na dvě základní veličiny, v tomto případě na počítanou teplotu a předem známý tlak. Shrňme tedy finální podobu všech rovnic, na základě kterých je možné popsat biflux

$$\frac{dT_{VTout}(t)}{dt} = \frac{1}{V_{VT} \cdot \rho_{VT} \cdot c_{pVT}} \cdot \left[\dot{m}_{VTin}(t) \cdot (h_{VTin}(t) - h_{VTout}(t)) + \right. \\ \left. + \alpha_{VT} \cdot S_{VT} \cdot (T_{Fe}(t) - (1 - \varepsilon) \cdot (T_{VTin}(t) + T_{VTout}(t))) \right] \quad (4.19)$$

$$\frac{dT_{Fe}(t)}{dt} = \frac{1}{m_{Fe} \cdot c_{Fe}} \cdot \left[\alpha_{ST} \cdot S_{ST} \cdot (\varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) - T_{Fe}(t)) - \right. \\ \left. - \alpha_{VT} \cdot S_{VT} \cdot (T_{Fe}(t) - (1 - \varepsilon) \cdot (T_{VTin}(t) + T_{VTout}(t))) \right] \quad (4.20)$$

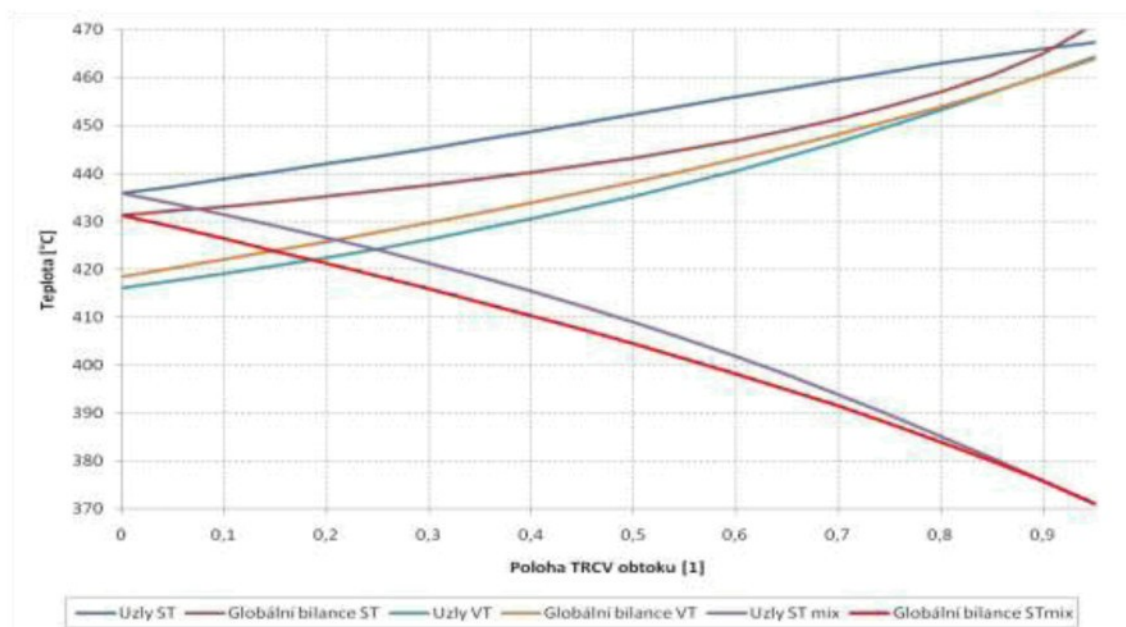
$$\frac{dT_{STout}(t)}{dt} = \frac{1}{V_{ST} \cdot \rho_{ST} \cdot c_{pST}} \cdot \left[\dot{m}_{STin}(t) \cdot (h_{STin}(t) - h_{STout}(t)) - \right. \\ \left. - \alpha_{ST} \cdot S_{STin} \cdot (\varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) - T_{Fe}(t)) - \right. \\ \left. - \alpha_{ST} \cdot S_{STout} \cdot (\varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) - T_{FeOut}(t)) \right] \quad (4.21)$$

$$\frac{dT_{FeOut}(t)}{dt} = \frac{1}{m_{FeOut} \cdot c_{Fe}} \cdot \left[\alpha_{ST} \cdot S_{ST} \cdot (\varepsilon \cdot (T_{STin}(t) + T_{STout}(t)) - T_{FeOut}(t)) - \dot{Q}_{ztrátv} \right] \quad (4.22)$$

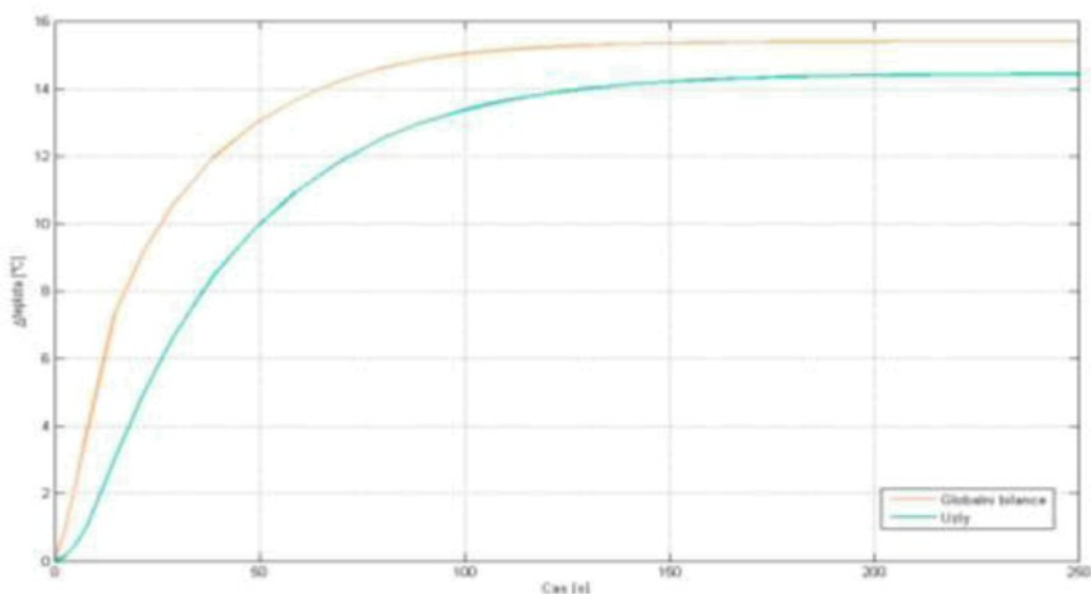
Další možností, pokud nechceme sáhnout po rozložených parametrech, je využít rozdělení výměníku na několik částí (uzlů) a počítat s průměry hustot a měrných tepelných kapacit. Touto cestou pak dosáhneme přesnějšího popisu i z hlediska statických vlastností bez nutnosti dalších úprav v podobě koeficientu u rozdílů teplot v předešlých rovnicích. Jedná se o popis výměníku založený na rovnicích (3.40) až (3.42). Touto cestou se sice provede částečná aproximace na samotných vlastnostech páry díky zprůměrování hustoty a měrné tepelné kapacity, na druhou stranu je model staticky i dynamicky dostatečně přesný bez nutnosti dalších korekcí.

Obr. 5-25 až obr. 5-27 ukazují rozdíly mezi oběma popisovanými přístupy. Pokud budeme předpokládat, že výsledky modelu založeného na výpočtech teplot v jednotlivých uzlech je dostatečně blízko realitě, pak je z grafu jasně patrné, že použitelný je i model s upravenými bilancemi. Největší odchylky jsou přímo na teplotě ST páry. To naštěstí vůbec nevadí, protože do další technologie vstupuje ST pára smíchaná se ST párou z obtoku (STmix) a tam již odchylka není nikterak velká. Dále si lze všimnout, že rozdíl mezi teplotami je větší pouze při malém otevření ventilu obtoku (0 znamená, že všechna pára proudí bifluxem). Rozdíly v ustálených teplotách by bylo, v případě potřeby, možno kompenzovat přidáním vhodného přepočtového koeficientu na výstup. Ten by byl závislý na otevření ventilu a pro všechny hladiny by se měnil

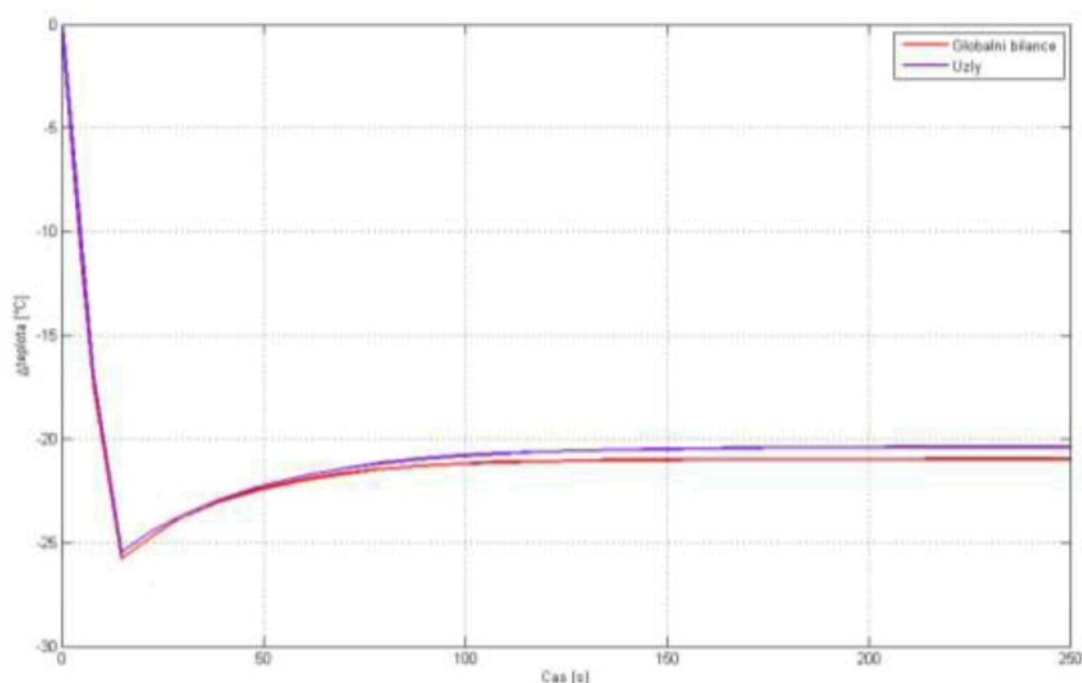
stejně, protože odchylky jsou stejně velké i pro ostatní výkonové hladiny. V dynamické odezvě ST páry po smíšení se jasně projevuje vliv otevírání ventilu, který má přestavnou dobu 30 s. Teplota smíchané páry ze začátku sleduje rychlost otevírání ventilu a teprve po dosažení konečné polohy se projeví vlastní dynamika výměníku. Zároveň je vidět, že mezi oběma modely není většího rozdílu ani v dynamice.



Obr. 5-25: Teplota za bifluxem na výkonové hladině 50 % pro dvě různé konstrukce modelu



Obr. 5-26: Změny na teplotě VT páry při změně TRCV z 0 na 0,45 při 50% hladině tepelného výkonu



Obr. 5-27: Změny na teplotě ST páry po smíchání při změně TRCV z 0 na 0,45 při 50% hladině tepelného výkonu

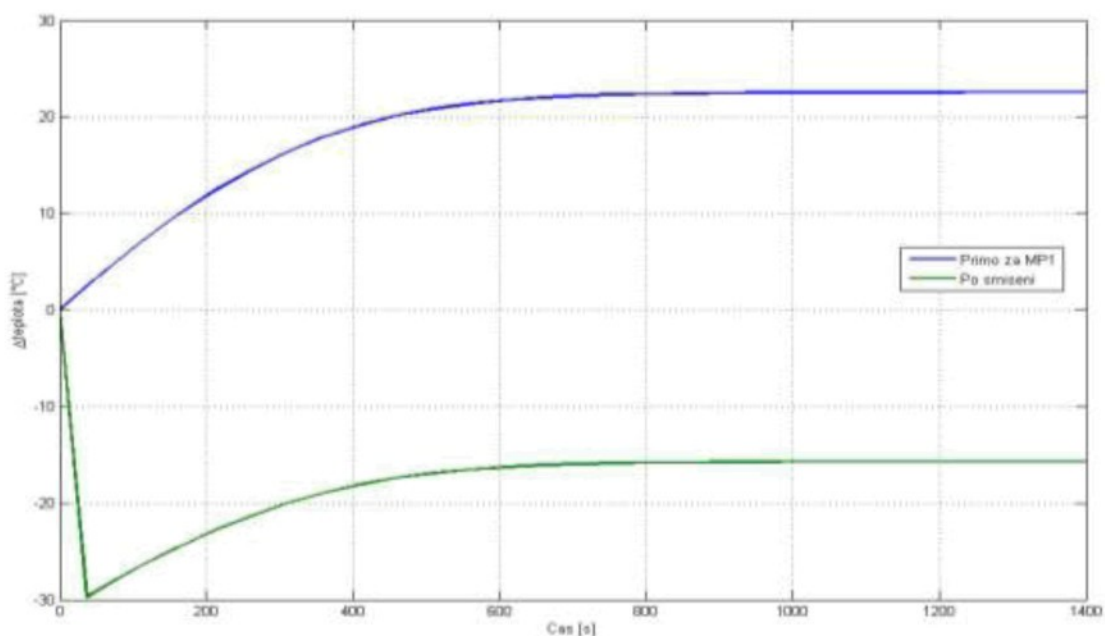
Tab. 6: Technický popis bifluxu použitý pro model (dle [29])

Rozměr trubek	Øx[mm]×x[mm]	Ø38×5,4 (Ø60,3×3,2)
Počet trubek		386
Hmotnost	[kg]	25 800 (21 400)
Vnitřní objem	[m ³]	3,54 (5,45)
Plocha vyhřívacího média (VT)	[m ²]	574
Plocha vyhřívajícího média (ST)	[m ²]	802 (888)
Odhadovaná délka trubky	[m]	16,7

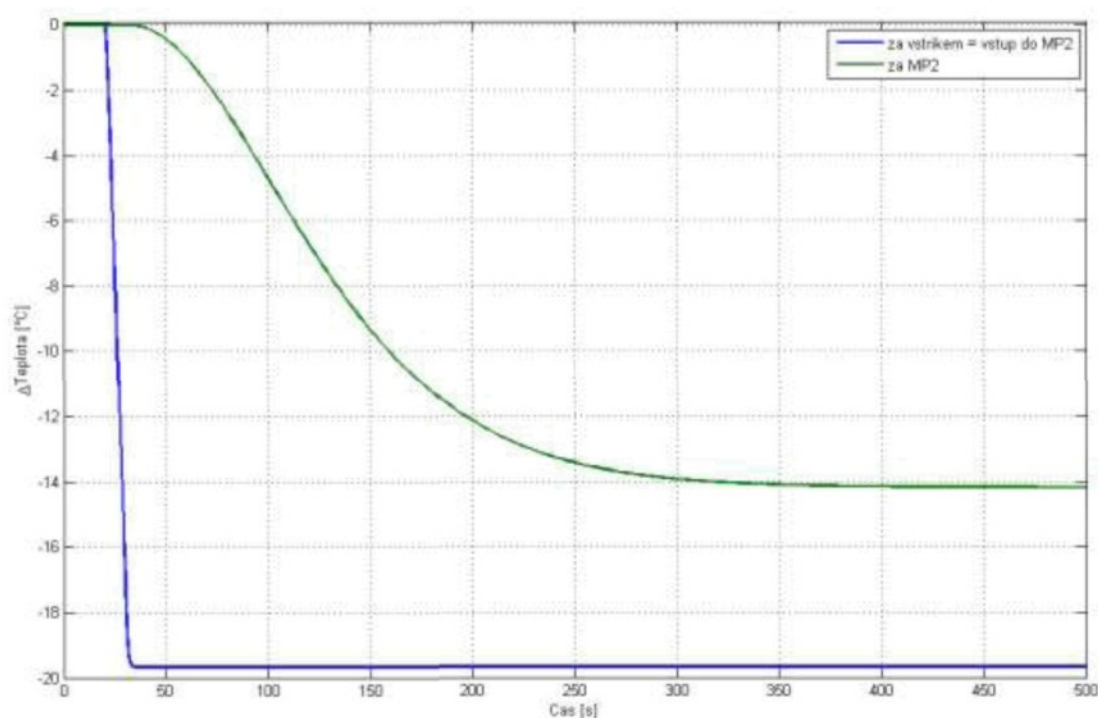
5.6.2 Mezipřehříváky

Popis se bude věnovat vstupnímu a výstupnímu mezipřehříváku. Při dané konstrukci je mezi nimi rozdíl ve způsobu řízení výstupní teploty. Zatímco výstupní mezipřehřívák má výstupní teplotu řízenou pomocí předřazeného vstříku (obdobně jako výměníky na VT části), tak teplota za vstupním mezipřehřívákem je řízena pomocí přepouštění části páry obtokem (obdobně jako u bifluxu). Po zkušenostech z předešlých výměníků bylo voleno jako optimální způsob popisu a konstrukce modelu rozdělení na několik shodných částí a výpočet klíčových parametrů páry (hustota, měrná tepelná

kapacita) za pomoci průměru. Pro oba mezipřehříváky tedy byly zvoleny rovnice (3.71) popisující dynamiku výstupní páry a (3.70) popisující dynamiku trubky. Obr. 5-28 ukazuje vývoj teploty přímo za vstupním mezipřehřívákem a vývoj teploty na vstupu do výstupního mezipřehříváku (smíšení s párou z obtoku) při změně polohy trojcestného ventilu obtoku. Dynamika teploty páry přímo za výměníkem vykazuje charakter přenosu prvního řádu, který je u tepelných výměníků typický při změnách průtoku. Teplota páry po smíšení je výrazně ovlivněna rychlostí zdvihu obtokového ventilu a na teplotě je pozorovatelný počáteční trendový pokles, který je tím vyvolán. Pro přiblížení k reálu by se mohla implementovat na tuto teplotu dynamika, která bude reprezentovat směšovací komoru. Bez znalosti rozměrů a tím i ovlivnění vývoje směšované teploty je přidání další dynamiky bezpředmětné. Obr. 5-30 ukazuje jak se při změně polohy trojcestného ventilu obtoku vstupního mezipřehříváku vyvíjí teplota za výstupním mezipřehřívákem. Pro dosažení korektního průběhu, který je typický svým podkmitem, bylo nutno provést jistou korekci, která je dále popsána. Reakce výstupního mezipřehříváku na změnu množství vstřikované vody je zachycena na obr. 5-29. Je zde jasně vidět, že výstupní mezipřehřívák má zesílení menší než 1. I zde musela být aplikována korekce.



Obr. 5-28: Teplota za vstupním mezipřehřívákem před a po smíšení při změně polohy obtokového ventilu, výkonová hladina 100 %



Obr. 5-29: Změny teplot před a za výstupním mezipřehřívákem při změně na vstřiku ($0 \rightarrow 2,78 \text{ kg/s}$)

Tab. 7: Technický popis mezipřehříváků použitý pro model (dle [29])

Vstupní mezipřehřívák		
Rozměr trubek	$\text{Øx[mm]}\times\text{x[mm]}$	Ø42,4×3,2
Počet trubek		768
Hmotnost	[kg]	204 000
Vnitřní objem	[m ³]	64,3
Plocha vyhřívání média	[m ²]	6862
Odhadovaná délka trubky	[m]	79
Výstupní mezipřehřívák		
Rozměr trubek	$\text{Øx[mm]}\times\text{x[mm]}$	Ø44,5×3,6
Počet trubek		576
Hmotnost	[kg]	110 800
Vnitřní objem	[m ³]	24,2
Plocha vyhřívání média	[m ²]	2594
Odhadovaná délka trubky	[m]	38,4

5.7 Korekce modelu – důvody, možnosti a způsoby

Během simulací na vstupním mezipřehříváku se ukázalo, že při obtokovém způsobu řízení není možné dále uvažovat konstantní předem známý tepelný příkon, protože odchylka na výstupní teplotě i samotný tvar dynamiky jsou příliš vzdáleny od reálu. Předpokladem předem známého ale stále konstantního dodávaného tepelného příkonu se tedy v případě řízení teploty páry obtokem vnáší příliš velká chyba. Aby byla zachována a vhodně popsána funkce obtoku a především pak dopad takového řízení na výstupní teplotu, je nezbytné měnit dodávaný tepelný příkon podle aktuálního průtoku páry výměníkem. Je zřejmé, že tepelný příkon nemůže zůstat stejný pro měnící se průtok. Byla tedy hledána vhodná úprava dodávaného tepelného příkonu tak, aby nebylo nezbytné přidávat interakci se spaliny. Cílem bylo nalézt vzájemnou relaci mezi průtokem a tepelným příkonem. Při hledání aproximace na dodávaném tepelném příkonu je potřeba předem stanovit, na které veličiny se budeme soustředit, které budou mít prioritu. Ukazuje se, že není možné jedinou aproximací optimalizovat jak teplotu přímo za vstupním mezipřehřívákem, tak teplotu po smíšení, tak i předávaný tepelný příkon. V době vzniku aproximace ještě nebyl zkonstruován model přenosu tepelné energie spaliny-trubka-pára, a proto byla aproximace hledána na základě tvaru dynamických odezev, které byly konzultovány s technologií a na základě části dodané technické dokumentace.

Jako nejvhodnější vyjádření závislosti předaného tepla na poloze ventilu byla zvolena parametrizovaná kvadratická funkce. Nalezenou funkci tepla, předaného páře ve vstupním mezipřehříváku v závislosti na aktuálním průtoku páry tímto úsekem, lze zapsat ve tvaru

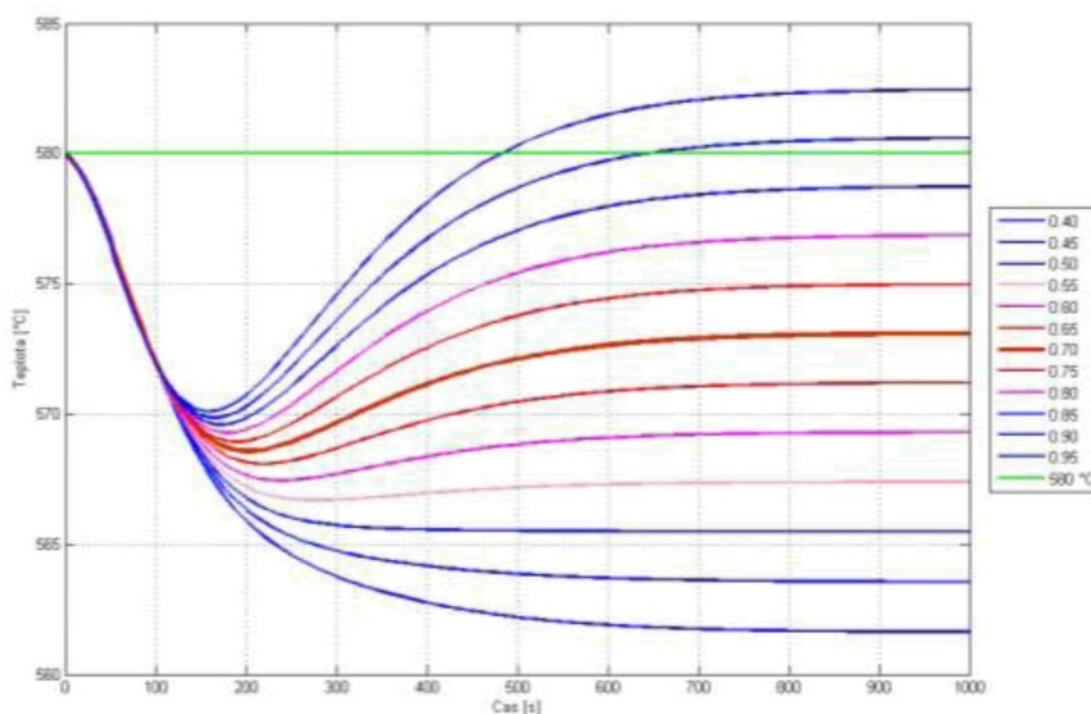
$$\dot{Q}_{out} = (a \cdot x^2 + b \cdot x) \cdot \dot{Q}_m, \quad (4.23)$$

kde $\dot{Q}_m$ je veškeré dodané teplo pro danou výkonovou hladinu získané z generátoru vstupů, x je doplněk do jedné z polohy trojcestného ventilu¹⁷ (odpovídá aktuálnímu

¹⁷ $x = 1 - \{\text{poloha ventilu}\}$

průtoku ST páry mezipřehřívákem), a , b tvarovací koeficienty, $a = -4 \cdot (p - 0,5)$, $b = 4 \cdot p - 1$, p je penalizační koeficient, obecně v rozmezí $\langle 0;1 \rangle$.

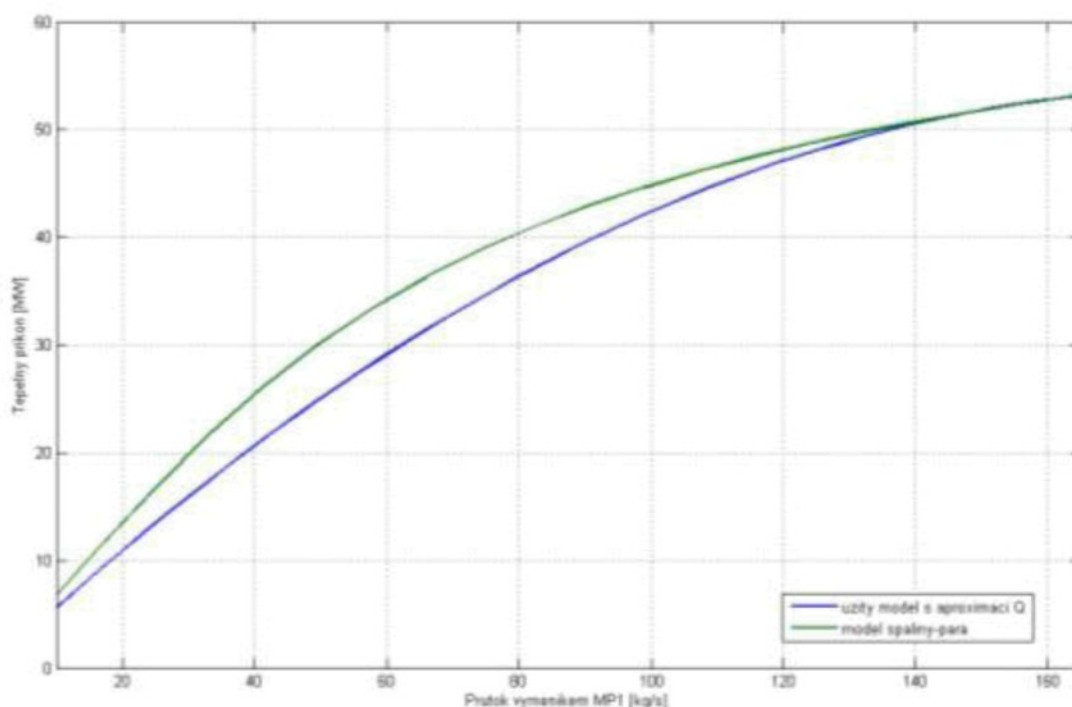
Obr. 5-31 zobrazuje předávaný tepelný výkon pro zvolenou kvadratickou závislost na výkonové hladině 100 %. Penalizační koeficient p byl zvolen 0,7. Z obr. 5-30 je zřejmý vliv penalizace pro různé hodnoty koeficientu p na odezvu systému při stejné změně polohy ventilu. Na obrázku je zachycen průběh teploty za výstupním mezipřehřívákem při provozu na 100% hladině tepelného výkonu při skokové změně polohy trojcestného ventilu obtoku vstupního mezipřehříváku a vypnutém řízení. Po úpravě modelu přidáním této závislosti bylo dosaženo požadovaného účinku trojcestného ventilu, tj. nejen chlazení páry za vstupním mezipřehřívákem, ale i očekávaný průběh teploty páry za výstupním mezipřehřívákem s charakteristickým podkmitem.



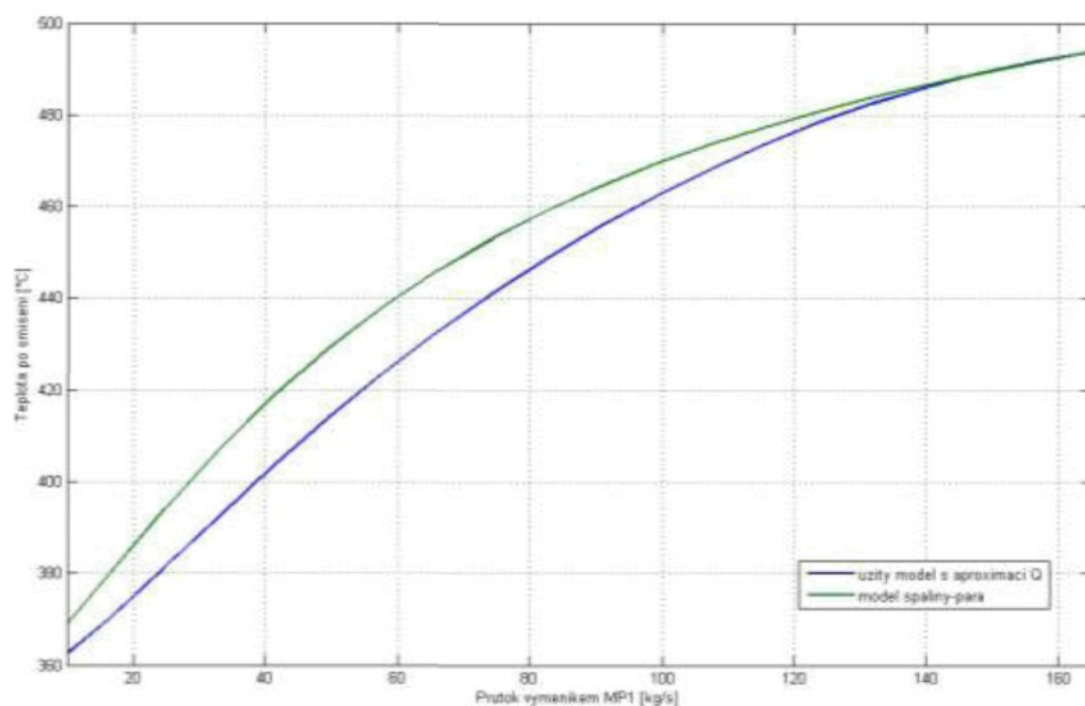
Obr. 5-30: Penalizace předávaného tepla do vstupního mezipřehříváku

Dále je provedeno porovnání užití aproximace s výsledky z modelu spaliny-trubka-pára pro výkonovou hladinu 100 %. Optimalizace byla zaměřena na předávanou energii a teplotu po smíšení. Z obr. 5-31 je zřejmé, že tvar křivky předávané energie pro různé průtoky vstupním mezipřehřívákem odpovídá, odlišnost je ve velikosti předávané

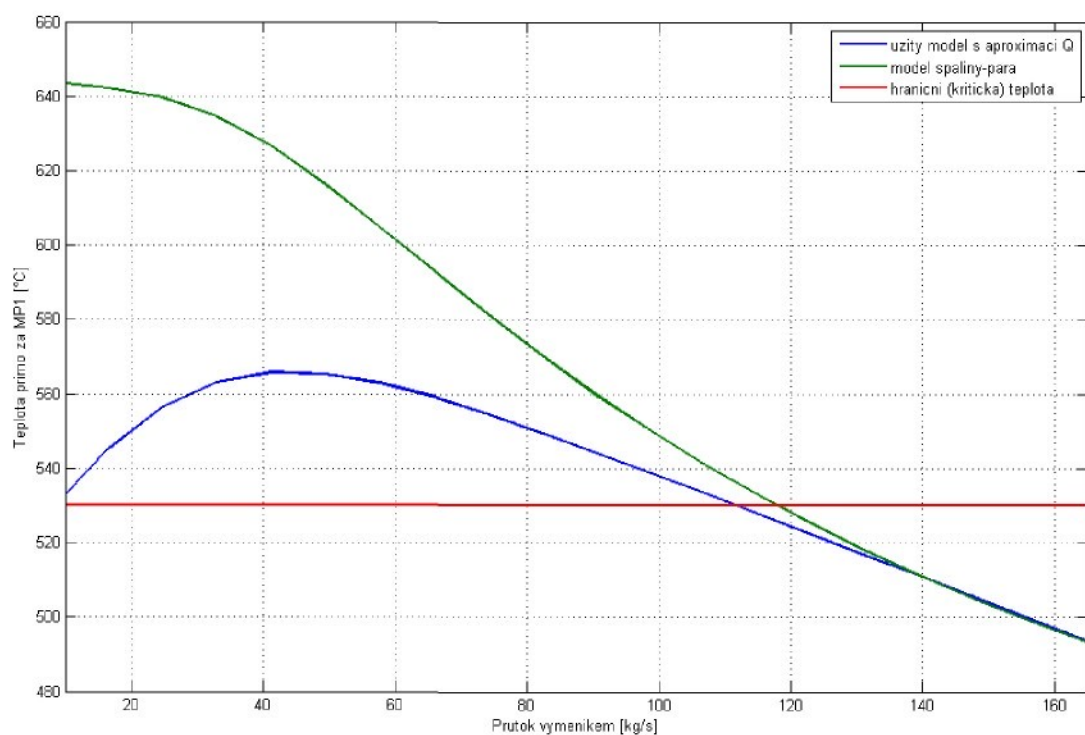
tepelné energie. Tady je sporné, kde je chyba, protože model spaliny-trubka-pára ještě není zcela optimalizován a kalibrován. Na obr. 5-32 je porovnání výstupních teplot za vstupním mezipřehřívákem po smíšení s párou z ochozu. Opět je zde zcela odpovídající tvar křivky, mírné odlišnosti jsou v dosažených teplotách. Největší rozdíl je k vidění na obr. 5-33, kde je prezentován vývoj teploty přímo za vstupním mezipřehřívákem (ještě před smíšením) pro různé průtoky výměníkem. Zde je ale nezbytné brát v úvahu další fakt, a tím je reálný provoz. Z technologického hlediska je pro tuto teplotu stanovena kritická limitní mez 530 °C, na které zasahuje omezovací regulátor a která nesmí být při provozu dlouhodobě překračována. Pro porovnání jsou tedy podstatné jen ty průtoky výměníkem, pro něž teplota nepřesáhne tuto kritickou mez. V této části je rozdíl opět jen malý. Je možné, že další optimalizací aproximace předávané tepelné energie by se dosáhlo dalšího přiblížení. To nebylo testováno právě proto, že model spaliny-trubka-pára není dostatečně verifikován. Ze stejného důvodu zatím také nebylo možné provést ověření na jiných výkonových hladinách než je plný výkon (hladina tepelného výkonu 100 %). Pro jiné hladiny totiž zatím nejsou data o spalínách.



Obr. 5-31: Porovnání předané tepelné energie pro různé typy modelů



Obr. 5-32: Porovnání teploty po smíšení za vstupním mezipřehřívákem pro různé typy modelů

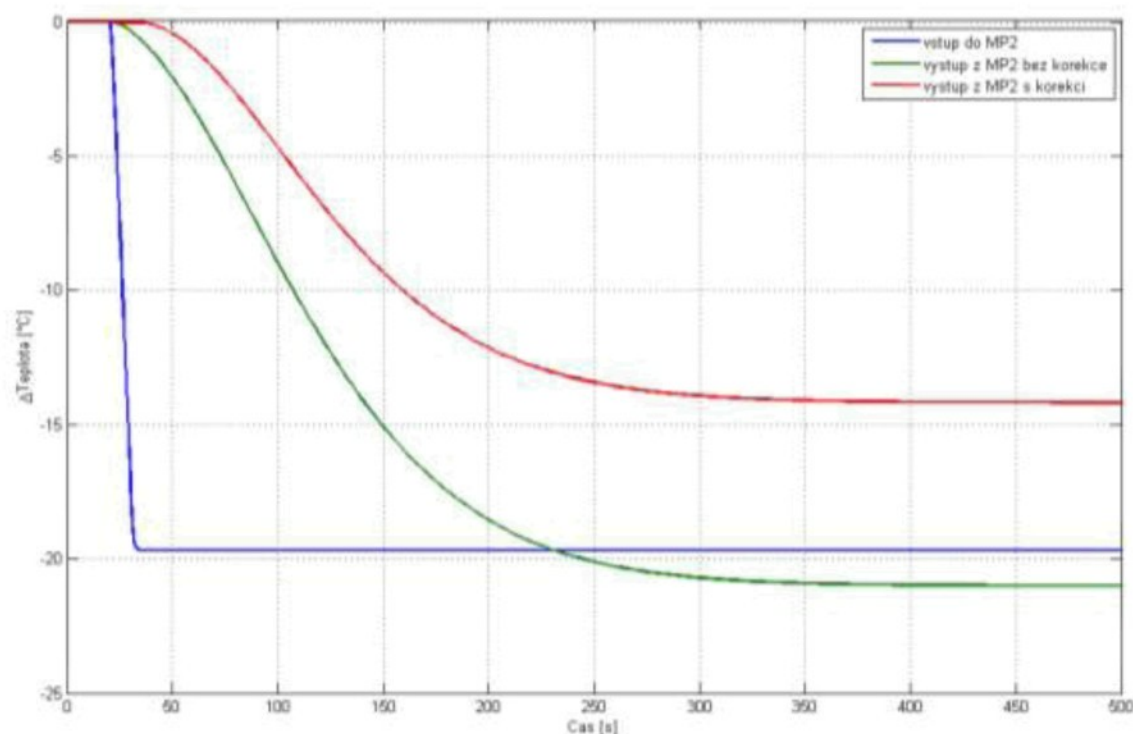


Obr. 5-33: Teplota přímo za vstupním mezipřehřívákem (před smíšením) pro různé typy modelů

Optimalizace (korekce) je nutné provádět i u každého vstřiku. Jedná se o korekci na dodávaném tepelném příkonu. Výchozí hodnoty dodávaného tepelného příkonu jsou počítány pro ustálený stav, kdy ventily jsou v klidové poloze a otevření odpovídá právě hladině tepelného výkonu. Pakliže se poloha ventilu a tím i průtok chladicí vody začne měnit, tato původní rovnováha (nastavení tepelných příkonů) je porušena. Otázkou je, jak velký rozdíl a jak velká chyba se tím způsobí. Lze konstatovat, že pro běžný provoz je zbytečné provádět jakékoli korekce na vysokotlakých přehřívácích. Poloha ventilu se při standardních pokusech významně nemění oproti základnímu nastavení na dané výkonové hladině a případná odchylka jde na vrub zesílení systému výměníku, které se tím může mírně snížit či zvýšit (dle směru pohybu ventilu). Jiné to je u výstupního mezipřehříváku. Tam je výchozí stav takový, že vstřikový ventil je zcela uzavřen a pokud se neprovede další korekce, pak se zesílení výměníku změní tak výrazně, že to již není akceptovatelné. Na základě zkušeností ze vstupního mezipřehříváku, kde byly ověřeny a následně aproximovány důsledky otevírání trojcestného ventilu na základním modelu se spaliny, lze obdobné principy použít i u výstupního mezipřehříváku. U výstupního mezipřehříváku spočívá korekce v pozmeněném množství tepelného příkonu podle otevření vstřikovacího ventilu (přidané průtočné množství páry výměníkem oproti normálu). Bylo zjištěno, že předaný tepelný výkon se mění s měnícím se průtokem přibližně lineárně a na základě toho byla přidána aproximace dodávaného tepelného příkonu ve tvaru

$$\dot{Q}_{out} = \dot{Q}_{in} + a \cdot x, \quad (4.24)$$

kde x je poloha ventilu, $x \in \langle 0,1 \rangle$ a a je tvarovací konstanta, která byla určena jako $a = 7,57 \cdot 10^6 \text{ W}$. Toto nastavení je plně platné pro 100% hladinu tepelného výkonu kotle. Pro ostatní hladiny by se musel parametr a změnit. To zatím není jednoduše realizovatelné především proto, že na jiné než maximální výkonové hladině není zatím možné model se spaliny jako zdrojem energie provozovat. Toto však není podstatné omezení, neboť na nižších výkonových hladinách není vstřik příliš aktivní.



Obr. 5-34: Vliv korekce předaného tepelného výkonu na teplotu za výstupním mezipřehřívákem

Jaký je vliv takové korekce, je vidět na obr. 5-34, kde je porovnán průběh teplot (jejich odchylek od ustáleného stavu) za výstupním mezipřehřívákem pro případ s korekcí předávaného příkonu a v případě, kdy korekce zavedena není. Je zřejmé, že bez korekce se objevuje velká chyba na zesílení, které rapidně mění svojí velikost (pohyb zesílení pod a nad 1).

Samostatnou kapitolou korekcí modelu jsou možnosti implementace další dynamiky. Modely všech částí jsou konstruovány tak, aby bylo možné jednak zadat jejich parametry na základě technické dokumentace, jednak měnit některé z těchto parametrů třeba na základě měření. Je ale také možné využít další dynamiky. Jedna z ukázek možností modelu v oblasti změn parametrů a následných dopadů na dynamiku je na obr. 5-19, kde je měněna hmotnost výměníku. Matematický model založený na fyzikálním rozboru problému nemusí vždy zcela přesně zachytit děje, které se v systému odehrávají. Proto je výhodné, když se dodatečně zjištěná odchylka v chování může do modelu přidat. V případě konstrukce uvedených modelů to je možné právě přidáním další přenosové funkce, bloku statické nelinearity, či čehokoli dalšího.

V samotném modelu jsou podobnou cestou řešeny jednak vlastnosti ventilů (limitace v rychlosti zdvihu ventilu) a pak také dynamiky teplotních čidel. Touto cestou je také možné testovat řídicí obvod na odolnost vůči změně dynamiky soustavy (neurčitosti).

6 Provoz modelu s řídicím systémem

6.1 Programové řešení simulačního modelu

Programové řešení modelu vysokotlaké a středotlaké části oběhu voda-pára je řešeno v softwaru Matlab a jeho simulačním rozšíření Simulink [33]. Koncepce provozu modelu je založena na využití zaváděcího souboru se všemi významnými daty a následné simulaci. Celý model je konstruován tak, aby všechny jeho parametry a velikosti všech veličin odpovídali reálným velikostem. Není zde žádná linearizace či posun do pracovního bodu!

Technické požadavky pro správný běh (odzkoušeno na):

- Dostatečně výkonné PC, provozováno na CPU AMD Athlon 1,2 GHz, RAM 1 GB, OS Windows XP Pro 32bit a CPU P8700 C2D 2,53 GHz, RAM 4 GB, OS Windows Vista 64bit.
- Matlab R2006a, v případě novější verze mohou nastat komplikace u některých bloků! Novější verze je přesto principiálně použitelná.
- Nainstalovaný „FluidProp“ (online ke stažení z vlastních stránek www.fluidprop.com), přidat cestu k FluidProp do základních cest Matlabu!
- Dodané významné vytvořené funkce do adresáře FluidProp, případně do aktuálního adresáře.
- Zkopírovaný XSteam.m, nejlépe ve stejném adresáři jako model (dostupný online na Mathwoks Central File Exchange [33], [27]).
- Simulační model a spouštěcí (inicializační soubor), soubory s obrazem stavového prostoru.

V případě přechodu na novější verzi Matlabu mohou nastat problémy s kompatibilitou některých bloků. Problémy se objevují především u:

- Veškeré bloky „Rate Limiter“ – raději nastavit Sample Time Mode na Continuous.

- Bloky „*Selector*“ – všechny bloky mají výchozí nastavení n elementů a jako výstupní element se bere poslední n -tý. Např. Elements [$eko.n$], Input port width $eko.n$.
- Obecně problémy s 64-bit verzí Matlabu. Vyskytují se problémy s překladem Embedd funkcí do C (lze řešit) a při spolupráci s programem (dynamickou knihovnou) FluidProp (zatím nenalezeno řešení)¹⁸. Pod 64-bit verzí Matlabu se model zatím nepodařilo zprovoznit.

Modely jednotlivých subsystémů využívají několika modelových vrstev, k čemuž je v Simulinku předurčen blok „Subsystem“. Díky tomu se celý model stává mnohem přehlednější (obr. 6-7). Jednotlivé rovnice jsou realizovány až v nižších vrstvách a společně uzavřeny do bloku s jednotnými vstupy a výstupy. Pro získání vlastností páry jsou využity dva podpůrné programy. Oba pracují na podobném principu, jen využívají jiné prostředky. Základním požadavkem je získání hledané vlastnosti páry na základě znalostí některých jejích jiných parametrů. Typickým příkladem může být hledání hustoty, pokud je známá teplota a tlak. Prvním programem je matlabovská funkce „XSteam“ [27]. Její předností je možnost zakomponovat ji jako funkci přímo do některých bloků, především pak možnost použít ji v bloku „Embedded Funke“. Druhým programem je FluidProp [28], který je v Matlabu a Simulinku používán ve formě dynamické knihovny (.dll). Tu sice nelze použít v embedded funkcích, ale jinak je její použití přímo v Simulinku možné a v celku pohodlné. Pouze je potřeba definovat příslušné „Callback“ funkce, které obstarají počáteční inicializaci a konečné vyčištění paměti. Subjektivně se zdá být druhý jmenovaný přístup přes dynamickou knihovnu rychlejší.

6.2 Inicializační soubor

V zaváděcím souboru je předně zajištěno nastavení všech bloků, které jsou svázány s konstrukcí a konstrukčními parametry výměníků. Využívá se zde strukturovaných proměnných, kdy každý z výměníků má svoji proměnnou. Inicializace jednotlivých proměnných je v zaváděcím souboru zřetelně strukturovaná a oddělená pro

¹⁸ Dle serveru msdn.com není možné z 64-bitové aplikace volat a používat přes COM 32-bitové aplikace vyjma aplikací z balíku Microsoft Office.

jednotlivé výměníky. U každého výměníku se zvlášť nastavují jeho materiálové vlastnosti (měrná tepelná kapacita – c_p , hustota – ρ_{Fe} , případně hmotnost výměníku – m_{Fe}), dále jsou zde nastaveny rozměry trubek, jejich délka a jejich počet (vnitřní průměr – d_{in} , vnější průměr – d_o , síla stěny – g_w , délka jedné výměníkové trubky – l , počet paralelně zařazených trubek ve výměníku – $trubky$). Na základě rozměrů je počítána velikost plochy průřezu trubky F . Parametrem n je nastaven počet sériově seřazených dílů, na které se trubka při simulaci rozdělí a parametr dz pak určuje délku jednoho elementu. U některých výměníků jsou dále počítány velikosti přestupných ploch S_{in} vnitřní a S_{out} vnější. Parametry AA, BB, CC, DD jsou simulačně významné parametry vztahované k použité metodě popisu daného výměníku. V proměnných M21 a M31 se definují tvary některých simulačně nezbytných matic.

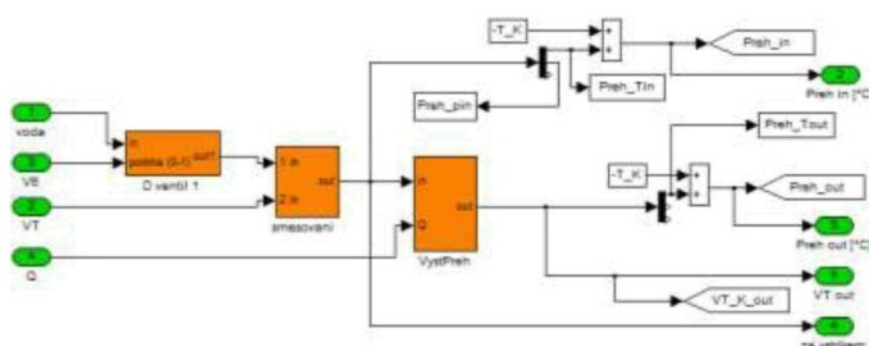
6.3 Simulační model

Simulační model (obr. 6-7) je složen z několika subsystémů. Všechny konstrukční celky jsou zpracovány odděleně a ve schématu zvýrazněny barevným odlišením (oranžová barva pozadí bloku) od ostatních. Každý z těchto subsystémů má standardizované vstupní a výstupní rozhraní. Vstupem do každého bloku v neregulované části oběhu voda-páry jsou parametry vstupující vody/páry a aktuálně dodávané teplo. U bloků v regulované části parního oběhu je ještě navíc dalším vstupem normalizovaná velikost akčního zásahu a parametry médií, z kterých se má pára směřovat. Parametry vody/páry je vždy vektor [teplota, tlak, průtok]. Výstupy z bloku lze rozdělit na část, která se používá pro spojení s dalším blokem, a na část informační. Část pro spojení s dalším blokem obsahuje vektor [teplota, tlak, průtok] pro vodu/páru vystupující z bloku. Informační část je většinou složena z teplot ve významných bodech, tedy před výměníkem a za výměníkem, případně ještě před vstříkem. Tyto teploty jsou přímo ve stupních Celsia, všechny ostatní veličiny jsou v základních jednotkách SI, teplota v Kelvinech.

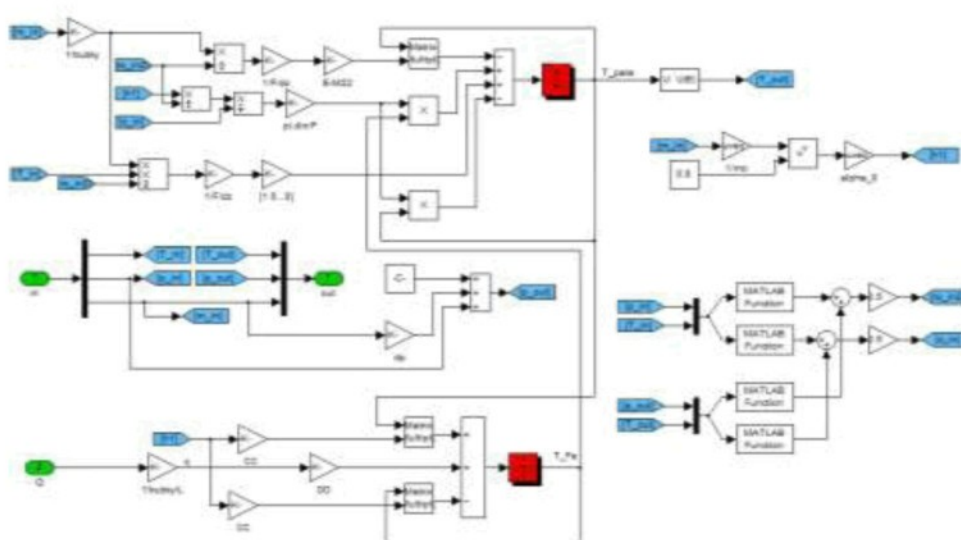
Klíčovým blokem je „generátor“. Z provozní praxe je známo, že všechny významné veličiny jako parametry páry i spalín (v tomto případě tepelný výkon spalín), požadovaný elektrický výkon aj. jsou pevně svázány. Blok „generátor“ zajišťuje onu vazbu a pro zvolenou vstupní hodnotu tepelného výkonu (zatím v rozmezí 50 % až

100 %) přiřadí odpovídající velikosti všech důležitých parametrů páry, tepelné příkony do jednotlivých výměníků a parametry chladicí vody. Jako vstup je možné navolit „skokový“ přechod mezi tepelnými hladinami, který je omezen na 50 %/90 s nebo trendový přechod mezi hladinami v rychlosti 50 %/ tn , kde tn je nastaveno v inicializaci (momentálně 26,5 min). Další bloky se zeleným podkladem jsou bloky žádaných teplot na výstupu z kotle, které jsou nastaveny dle technické dokumentace [29].

Jednotlivé bloky, které simulují chování tepelných výměníků, jsou řazeny a spojovány tak, jak jimi prochází v kotli voda/pára. První je ekonomizér, dále výparník s přechodníkem, první přehříváky, VT část bifluxu, sálavé přehříváky (šoty I, II) a výstupní přehřívák (obr. 6-1, obr. 6-2). Na středotlaké páře je řazen nejprve biflux, jeho ST část, následně vstupní mezipřehřívák a nakonec výstupní mezipřehřívák.



Obr. 6-1: Simulační schéma realizující blok výstupního přehříváku se vstřikem

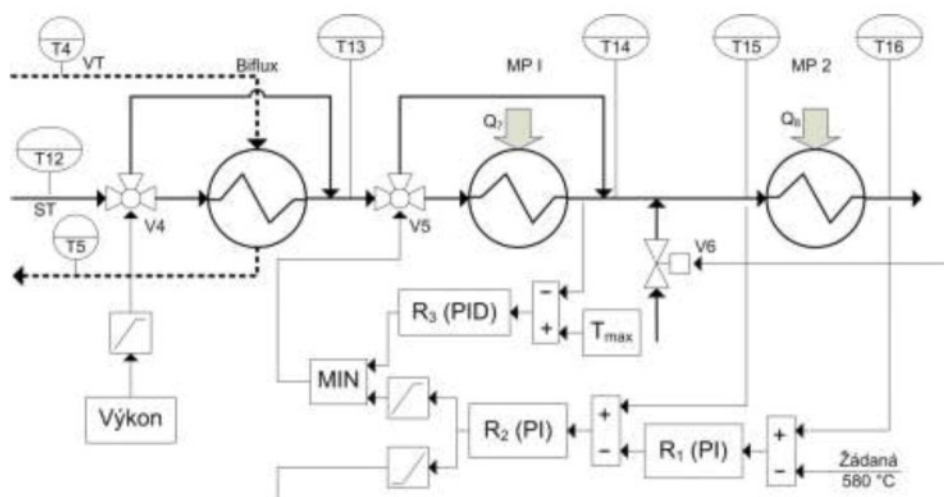


Obr. 6-2: Simulační schéma samotného výstupního přehříváku - výpočet teploty páry

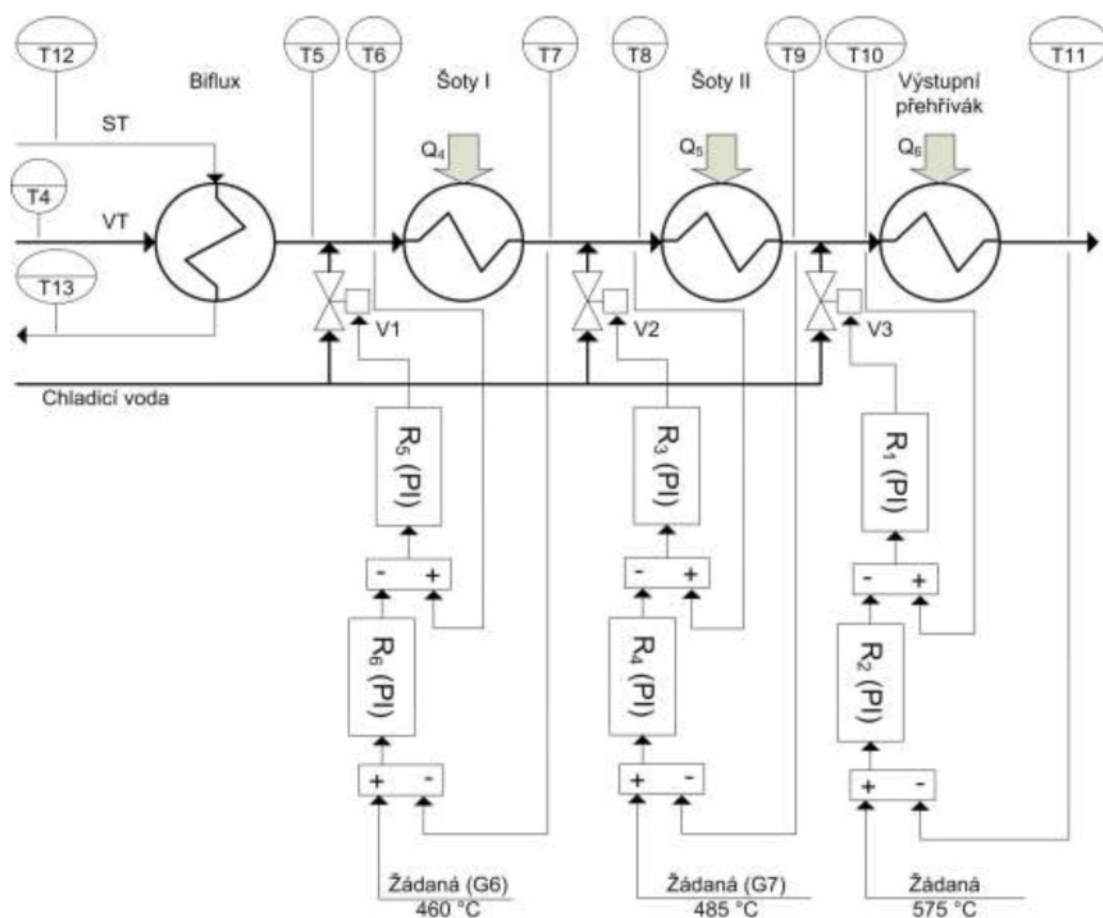
6.4 Obvody řízení teploty páry

6.4.1 Princip funkce řídicích obvodů

V rámci simulací je řešen i řídicí obvod teploty páry vystupující ze středotlaké a vysokotlaké části (obr. 6-8). Jedná se o dva samostatné celky. Pro jednotlivé regulační smyčky je použita standardní kaskádní struktura regulátorů [8], [34]. Pro řízení výstupní teploty vysokotlaké páry jsou k dispozici tři vstřikovací ventily předřazené posledním třem stupňům přehřevu páry (před šoty I, šoty II a výstupním přehřívákem). Řídicí obvod je řešen zvlášť pro každý z přehříváků a konstruován jako kaskáda dvou PI(D) regulátorů (obr. 6-4, obr. 6-8). Žádané hodnoty teploty za každým z přehříváků jsou funkcí teploty za kotlem. Řídicí obvod ST páry (obr. 6-3) má též kaskádovou strukturu a tři akční orgány. První je trojcestný ventil (TRCV) obtoku bifluxu, druhý je trojcestný ventil obtoku vstupního mezipřehříváku a poslední je vstřikovací ventil před výstupním mezipřehřívákem. V obvodu se kontroluje teplota na výstupu z kotle a za vstupním mezipřehřívákem po smíšení. Generován je jeden akční zásah, na základě jehož velikosti jsou otevírány ventily obtoku vstupního mezipřehříváku a vstřiku před výstupním mezipřehřívákem. Navíc je zde zařazena ochrana na teplotě přímo za vstupním mezipřehřívákem (před smíšením), kde je kontrolována maximální limitní teplota páry v tomto bodě a při překročení daného limitu je nuceně snižován průtok ochozem. Ventil obtoku bifluxu je ovládán samostatně dopřednou vazbou na základě počítané informace o aktuálním tepelném výkonu (výkonové hladině) kotle.



Obr. 6-3: Blokové zjednodušené schéma řízení teploty ST páry



Obr. 6-4: Blokové zjednodušeného schéma řízení teploty VT páry

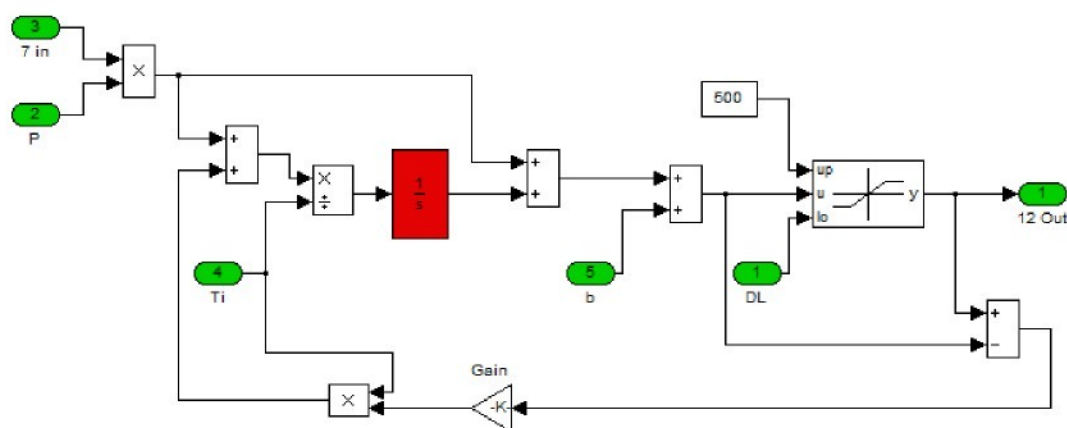
6.4.2 Realizace simulačního schématu

Simulační model a postupy při stavbě modelu byly již od začátku voleny tak, aby bylo možné připojit řídicí obvod a simulovat dynamické odezvy a chování celého modelu s řídicím obvodem. Samotné řízení zajišťují dva oddělené bloky pro středotlakou a vysokotlakou páru. V těchto blocích jsou naprogramovány výchozí algoritmy řízení založené na kaskádové struktuře PI regulátorů. Všechny regulátory, byť typu PI(D), jsou relativně složitými simulačními celky (obr. 6-5). Pro přiblížení se k reálným vlastnostem bylo nutné zachovat všechny funkce, které se po těchto regulátorech vyžadují i zajistit správné nastavení všech ochran a parametrů samotných regulátorů. Regulátory pracují jako regulátory PI(D) s proměnnými parametry. Parametry se během simulace (provozu) spojitě mění na základě aktuálního stavu kotle, velikosti tlaku, teploty, průtoku, či dokonce na základě aktuálního otevření ventilu (tedy velikosti výstupu). Všechny tyto změny mají za úkol nastavit regulátor tak, aby byl

optimální pro aktuální provozní režim kotle. Další je statické či dynamické omezení maximálních hodnot velikosti výstupů z regulátorů. Ve své podstatě se jedná o vyřešení wind-up efektu [35], kde vhodným ovládáním integrátoru se dají tyto situace řešit. Většina regulátorů má též dopředné vazby, počítané z různých signálů z kotle či řídicího obvodu, zapojené přímo na výstup (před omezením). Pomocí dopředné vazby se realizuje i přibližný derivační člen vnějších regulátorů v kaskádové struktuře.

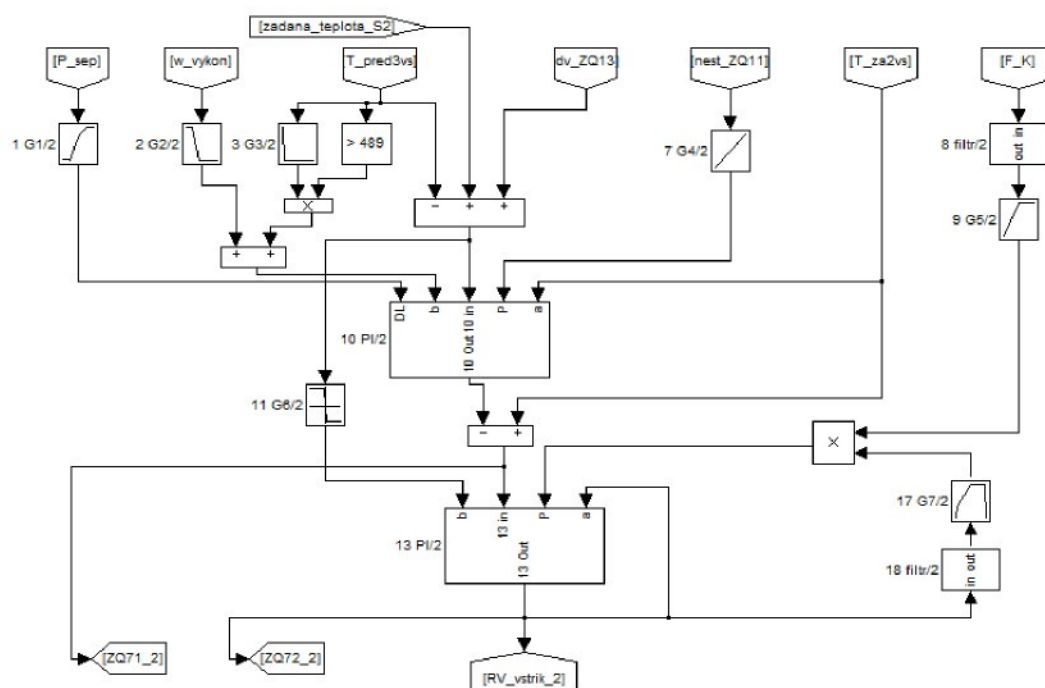
Obtokové ventily mají normovaný rozsah 0-1, kdy 0 znamená, že veškerá pára proudí výměníkem a 1 značí, že maximum páry jde obtokem. U vstřikovacích ventilů je jejich funkce opět omezena do rozsahu 0-1, kdy 0 značí, že ventil je zavřený a 1 znamená maximální průtok vody ventilem. Ten je nastaven na 12 kg/s ($= 2 \times 21,6 \text{ t/h}$ pro obě paralelní větve najednou). Pro všechny ventily je nyní nastavena lineární statická charakteristika, přestavná doba otevření ventilu na 30 s a navíc je zde implementována dynamika¹⁹, která zastupuje, resp. upravuje, dynamickou reakci směšování. Výstupem z regulátorů jsou vždy velikosti akčních zásahů na jednotlivé akční orgány (ventily) v normovaném rozsahu.

U signálů reprezentujících teplotu páry je přidána i odhadovaná dynamika čidel. Tato dynamika se může libovolně měnit, jako výchozí je volen přenos prvního řádu se zesílením 1.



Obr. 6-5: Realizace PI regulátoru s proměnnými parametry, dopřednou vazbou a omezením výstupu (schéma z Matlabu)

¹⁹ Dynamika ventilu je řešena samostatně a není součástí řídicího obvodu.



Obr. 6-6: Kaskádová struktura pro řízení šotů II (model v Matlabu)

6.5 Počáteční podmínky a zpracování výstupů

Pro zajištění komfortního ovládání a spouštění simulací je zcela samostatně řešen problém počátečních podmínek. Jako optimální varianta byla nakonec zvolena metoda implementovaná a nabízená přímo Simulinkem. Simulink je schopen uchovávat si informaci o kompletním obraze, aktuálním stavu, všech integrátorů. Toho je využito i pro samotné spouštění. V počátku inicializace se prostřednictvím proměnné *vykon_start* navolí počáteční hladina tepelného výkonu kotle (předpřipraveny jsou soubory pro 50, 60, 70, 80, 90 a 100). Následně se načte soubor obrazu stavového prostoru ze souboru „*celekYY_xFinal.mat*“, kde *YY* právě reprezentuje hladinu tepelného výkonu. Po spuštění inicializačního m-filu je tedy možné spustit simulaci a celý simulační obvod bude nastaven na ustálené hodnoty odpovídající požadovanému tepelnému výkonu. V případě potřeby spouštět simulaci z jiné než připravené výkonnostní hladiny, ba dokonce i v případě nutnosti zastavovat a spouštět simulaci v libovolném bodě, kdy ještě systém není ustálený, slouží pro uložení obrazu aktuálního stavového prostoru proměnná *xFinal*. Tuto proměnnou je možné uložit do souboru a v inicializaci pak tímto souborem načíst stavový prostor zpět. Jako alternativa se dá použít i postup, kdy se všechny integrátory sledují ručně a při začátku simulace se vhodně nastaví jejich

počáteční podmínky. Tento postup je náročný vzhledem k velkému množství integrátorů, ale otevírá komfortnější možnosti změn a spouštění jiných konfigurací stávajícího simulačního modelu²⁰.

Zpracování dat ze simulace je možné provádět buď na základě připravených objektů, nebo zvolit své vlastní. Připravené jsou sledovače signálů všech řídicích veličin, význačným teplot vysokotlaké páry a význačných teplot středotlaké páry. Velká většina významných veličin se navíc ukládá do pracovního prostoru („workspace“) do vlastní proměnné. Tu je možné vysledovat při otevření bloku příslušného výměníku.

Pro případ potřeby nahradit stávající algoritmus řízení jiným je možné stávající algoritmus buď úplně odpojit, nebo nahradit jen vybrané části. Při přechodu na ruční režim pro jednotlivé ventily je zatím nejschůdnější cestou rozpojit uzavřenou smyčku před blokem „*dyn ventilu*“ a jako vstup použít své vlastní hodnoty. Sada měřených vstupů, které jsou zapojeny do zpětných vazeb řídicích obvodů, je kompletní a plně odpovídá možnostem měření a měřicím místům na reálném zařízení.

Na závěr ještě shrňme nejdůležitější teoretické předpoklady pro simulace, které jsou použity při konstrukci modelu:

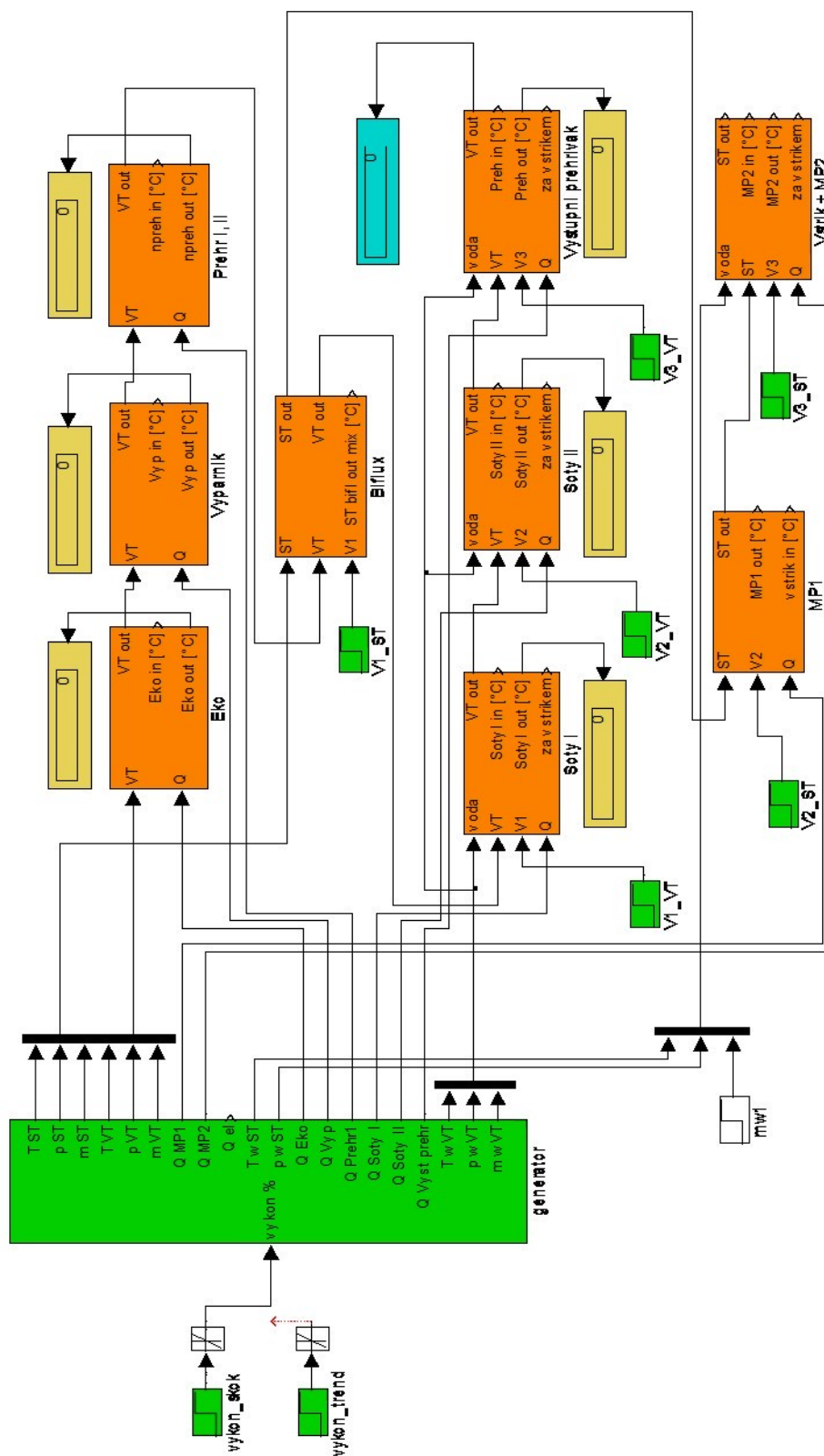
- Je volen popis pomocí základních hmotnostních a energetických bilancí v aplikaci s koncentrovanými parametry, rozloženými parametry nebo diskretizací rozložených parametrů ve směru proudění podle vhodnosti u jednotlivých typů výměníků. Vždy je brán ohled především na možnost připojení modelu řídicího obvodu, zachování statických a dynamických vlastností a rychlost simulace.
- Matematicko-fyzikální analýza vychází z koncepce stavového popisu.
- Parametrizace a kalibrace ve statické i dynamické oblasti je provedena na základě technické dokumentace a některých známých charakteristik. Rychlosti dynamických odezev při různých technologických pochodech

²⁰ V případě sledování stavového vektoru x_{Final} je téměř nemožné provádět změny v simulačním schématu, protože změna, především přidání či ubrání integrátoru, způsobí změnu velikosti stavového vektoru a není možné již tento (výchozí) použít. Právě tomuto efektu se dá vyhnout v případě sledování a manuálního nastavování počátečních stavů všech integrátorů.

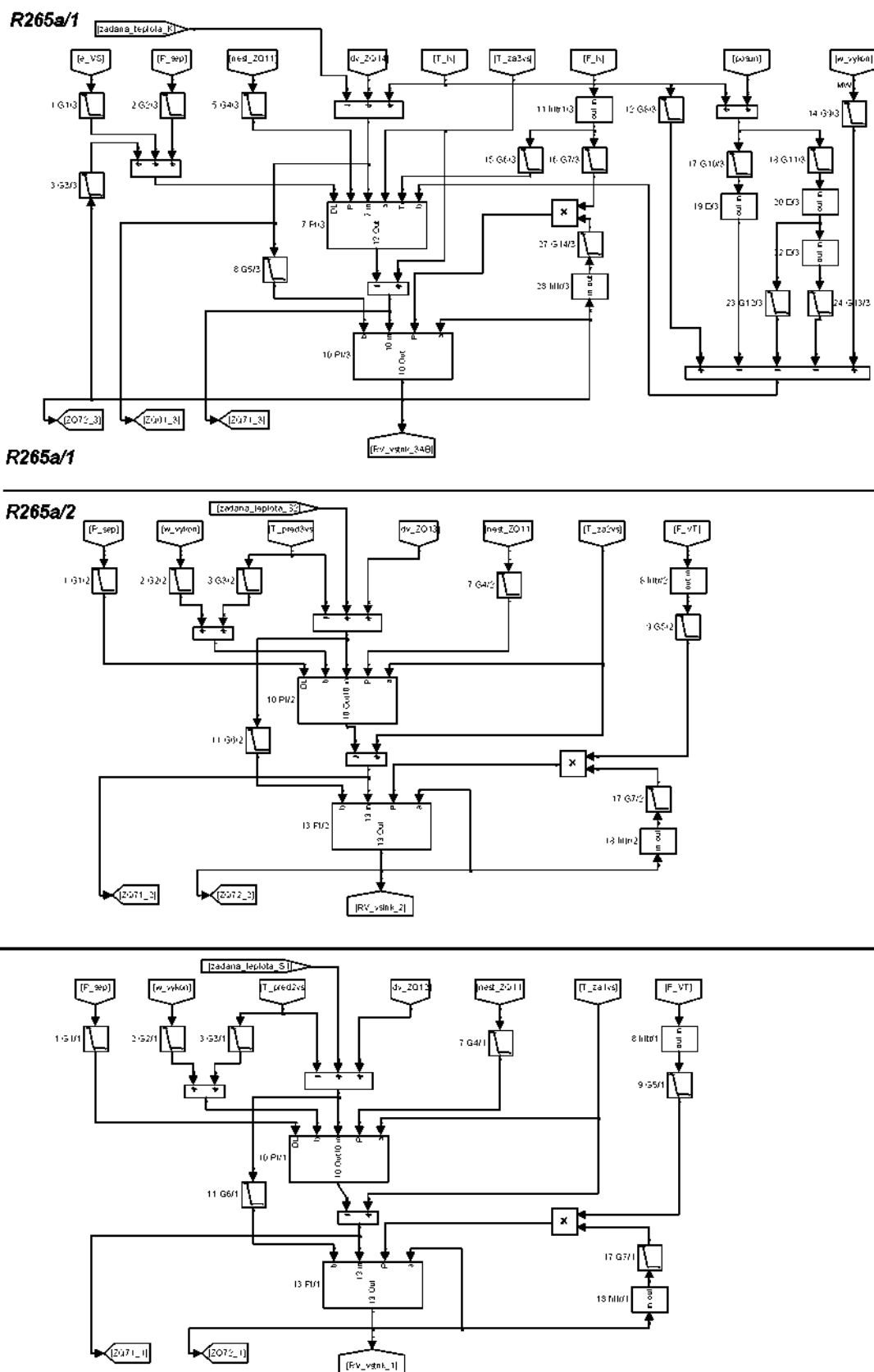
a poruchách i tvar těchto křivek byly diskutovány s odborníky z praxe a shledány jako vyhovující.

- Tlakový úbytek je předem známý. Do modelu je implementován jako lineárně závislý na hladině tepelného výkonu a v případě potřeby jako lineární úbytek ve směru proudění.
- Uvažuje se přenos tepla konvekcí (mezi trubkou a párou). Dodaný tepelný příkon do jednotlivých výměníků je předem známý, přenos energie spaliny-trubka není řešen.
- Vstupy (teplota, průtok, tlak, dodané teplo) jsou dle předpokladů (i informací od technologů) lineárně závislé na hladině tepelného výkonu.
- Koeficient přestupu tepla je závislý na rychlosti proudění daným výměníkem a je v celém výměníku konstantní.
- Termodynamické vlastnosti páry jsou v každém simulačním výpočtovém kroku počítány z tabulek vlastností páry.

Významné statické charakteristiky jednotlivých komponent, otevření vstřikovacích ventilů a ustálené teploty v klíčových místech technologie stejně jako dynamické odezvy na skokové změny akční veličiny polohy ventilu při zvolených výkonových hladinách od jednotlivých vstřiků na teplotu za vstřikem, za výměníkem, případně vliv takového vstřiku na teploty za dalšími výměníky jsou přehledně uvedeny v přílohách (odděleně statická část v Příloze A a dynamická část v Příloze B).



Obr. 6-7: Simulační schéma pro ST a VT páru s řídicími obvody obou částí



Obr. 6-8: Simulační schéma řídicího obvodu VT části

7 Další postup

7.1 Možnosti rozšíření modelu

Současný stav prací je již uceleným celkem, který nabízí možnosti simulovat dynamiku teploty páry v průtočném kotli s jen minimálními úpravami stávajícího modelu. Přesto zde zůstávají otevřené problémy a oblasti, do kterých lze v budoucnu zaměřit pozornost.

Pokud budeme uvažovat stávající model, pak je nesporné, že by byla užitečná důkladná verifikace a kalibrace modelu na reálných datech. Ideální by byla data z již popisované elektrárny (ta je ale bohužel teprve ve schvalovacím řízení). Stejně tak použitelná jsou však data z kterékoli jiné elektrárny či podobného provozu (teplárna) s tou podmínkou, že je zcela nezbytné mít k dispozici veškerá konstrukční data a vstupní parametry pro model. To se ukazuje jako problematické.

Další oblastí je úprava stávajícího modelu přidáním dynamiky tlaku. Jádrem problému je v tom, že v současném modelu jsou sice uvažovány tlakové úbytky jak v závislosti na aktuálním výkonu, tak délce výměníku, není to však zcela komplexní řešení. Přitom tlak je další významnou veličinou, kterou je nutné při provozu regulovat. Důvody pro zjednodušující předpoklady na tlak jsou v tom, že dynamika tlaku není pro hledanou dynamiku teploty rozhodující ani významná. Přesto může být otázka dynamiky tlaku zajímavá. Nabízejí se přinejmenším dvě cesty, jak tlak lépe implementovat do modelu. První je čistou implementací dynamiky tlaku do globálních rovnic s tím, že se neuvažují tlakové ztráty [36]²¹. Druhý postup je obecnější a vychází ze základních rovnic (3.1) až (3.3), kde se nebude uvažovat zjednodušení na tlak [37]. Takový model je již schopen popsat jak dynamiku teploty, tak tlaku páry ve výměnících.

Zajímavou oblastí, která by se mohla zpracovat, je zajištění větší komplexnosti současného modelu náhradou informace o dodaném tepelném příkonu informací o spalínách případně informací o spalovaném médiu. Tato oblast byla již částečně

²¹ Jedná se o rovnice (4.12) a (4.13) ve formě s nezanedbanou časovou změnou tlaku, ale zároveň i bez tlakových ztrát. Ty je možné přidat až další rovnici-bilanci.

rozpracována a na základě dosažených výsledků byly provedeny i některé zásahy do stávajícího modelu. Podrobněji se této problematice věnuje samostatná podkapitola 7.2.

Současný model je schopen popsat teplotu vody/páry od vstupu do kotle (od vstupu do ekonomizéru) po výstup z kotle za posledním vysokotlakým přehřívákem. Dále je schopen popsat dynamiku teploty středotlaké páry v částech po výstupu z turbíny až po opětovný vstup do turbíny. Koloběh páry v kotli však není omezen pouze na průchod tepelnými výměníky v kotli. Pára prochází dále také turbínou, kde energii, kterou v kotli získala, odevzdává na hřídel. Hřídel roztáčí generátor a ten vyrábí elektrický proud. Model turbíny [38] je zajímavým simulačním celkem, který by umožnil jednak částečné uzavření okruhu díky vazbě mezi vystupující vysokotlakou a vstupující středotlakou párou, pak i vyčíslení aktuálního výkonu turbíny, tedy elektrický výkon. Elektrický výkon je v případě elektrárny samozřejmě klíčovým faktorem. Kromě turbíny jsou zde i další části. Samostatně diskutovanou otázkou bývá i spolupráce kotel-turbína a řízení tohoto celku [39]. Po výstupu z turbíny dochází ke kondenzaci a následně jde voda přes regenerační ohříváky do napájecí nádrže. S těmito částmi se však již dostáváme k otázce, co se bude na modelu sledovat a jaký je jeho účel. Náročnost simulačních pochodů ukazuje, že je nezbytné stanovit maximální omezení na komplexnosti modelu a jeho rozsahu a modelovat pouze ty části, které jsou z nějakého důvodu zajímavé. Model celé elektrárny, všech jejích klíčových částí, je velmi složitou problematikou nejen po teoretické stránce, ale i z pohledu aplikačního. Jestliže pro provoz stávajícího modelu postačuje běžné PC, lze předpokládat, že v případě dalšího rozšiřování a zachování stávající podrobnosti a metody popisu se brzy dostaneme na hranice výpočetních možností. Simulace pak již nebudou akceptovatelné z hlediska rychlosti výpočtu.

Pokrok v oblasti praktického užívání by mohl nastat v případě, kdy by vznikla knihovna modelů. Pokud se i nadále soustředíme na stejný programovací prostředek Matlab, pak je jistě z mnoha důvodů pohodlnější a praktičtější mít možnost využít standardních modelů tepelných výměníků z knihovny než tvořit každý výměník zvlášť. Opět je otázkou, jakou zvolit metodu popisu, jakou přesnost požadovat a jakou komplexnost v celé konstrukci předpokládat.

Velmi významnou oblastí, kde se dá použít jak stávající model (to byl i jeden z klíčových důvodů konstrukce), tak jeho případné vylepšení či nadstavby, je řízení a vývoj řídicích algoritmů. Jak bylo již v úvodu zmíněno, problematika řízení, řídicích algoritmů, jejich vývoje, testování a nastavování je proces, který nemá časové hranice. Vývoj nových řídicích algoritmů je bezesporu oblastí, do které se může soustředit další pozornost.

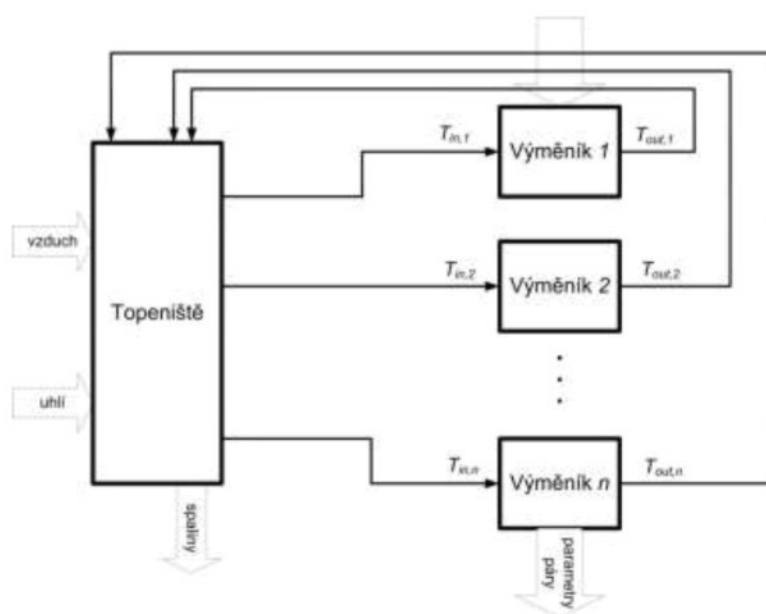
Zcela samostatnou kapitolou mohou být trenažéry [3], [40]. Trenažéry jsou jistě užitečným nástrojem pro školení obsluhy i další činnosti, ale konstrukce modelu pak vyžaduje trochu jiný přístup, je nezbytné zakomponovat reálný čas, dokonalou kopii ovládacích a monitorovacích panelů a popis (modely) veškerých částí elektrárenského bloku.

7.2 Model spaliny-trubka-pára

Model, který by jako výchozí informaci namísto dodaného tepelného příkonu do výměníku bral v úvahu teplotu a průtok spalin na vstupní straně, by byl jistě komplexnější a přesnější ve statických i dynamických výpočtech. Zároveň by ale přibýly problémy či otázky, které se dosud řešit nemusely. Tou nejzásadnější je umístění výměníku v kotli a s tím spojený způsob předávání tepelné energie. V tu chvíli by bylo nezbytné striktně odlišovat konvekční a sálavý výměník vzhledem ke zcela odlišnému fyzikálnímu popisu dějů, které v takových případech probíhají. Samozřejmě by se musel brát v potaz i vzájemný směr proudění médií. Zároveň se nesmí zapomínat na hlavní cíl modelu, tedy využití v oblasti návrhu či verifikace řídicích algoritmů. Model si tedy i přes svoji komplexnost musí i nadále zachovat co největší jednoduchost a přesnost (předpokládá se zvýšení přesnosti modelu). Existují minimálně dva způsoby, jak se s problémem, kdy není znám dodaný tepelný příkon, ale místo toho vlastnosti spalin na vstupu, vypořádat. Prvním jsou globální bilance celého topeniště a výpočet dodávaných tepelných příkonů samostatně, druhým způsobem je zcela striktní řešení každého výměníku jako celku, kde se předává energie ze spalin do páry/vody. Oba způsoby jsou dále popsány a je zde i částečně rozebráno možné řešení.

7.2.1 Model topeniště řešený globálními bilancemi

Globální bilance vychází z úvahy o komplexní náhradě dodávaných tepelných příkonů do jednotlivých výměníků informací o teplotě spalin na vstupu z centrálního výpočetního bloku topeniště (obr. 7-1). Řešení mohou být v principu dvě. V prvním případě blok „topeniště“ počítá aktuální tepelný příkon do jednotlivých tepelných výměníků na základě teplot za výměníky a známých vstupů (uhlí, vzduch), druhý případ pak posílá do výměníků informace o teplotách spalin na vstupu. Samotný blok topeniště řeší teplotu spalin na vstupu na základě známých vstupů.



Obr. 7-1: Princip globálního řešení topeniště

Uvedme nejprve některé základní bilanční rovnice, které musí platit pro spaliny a tepelný výměník. Pro celé ohniště, tedy celou spalovací komoru, musí na straně spalin platit energetická bilance

$$h_{pal} \cdot \dot{m}_{pal} + h_{vzd} \cdot \dot{m}_{vzd} + h_{sp,out} \cdot \dot{m}_{sp,out} - \sum \dot{Q}_i = V_{komora} \cdot \frac{d}{dt} (\rho_{sp} \cdot h_{sp}), \quad (6.1)$$

kde jsou indexy *pal* – palivo (uhlí), *vzd* – vzduch, *sp* – spaliny, $\dot{Q}_i$ – tepelný výkon odevzdaný do jednotlivých tepelných výměníků

i hmotnostní bilance

$$\dot{m}_{pal} + \dot{m}_{vzd} - \dot{m}_{sp,out} = V_{komora} \cdot \frac{d\rho_{sp,out}}{dt}. \quad (6.2)$$

Klíčovou otázkou jsou pak velikosti tepelné energie, která se předá do jednotlivých výměníků. V energetické bilanční rovnici je zapotřebí započítat všechny energetické odběry a vyčíslit je. Nyní je potřeba rozlišit mezi sáláním a konvekcí. Pokud uvažujeme sálavý způsob předávání tepelné energie, pak můžeme na straně spalín vyčíslit odevzdanou tepelnou energii pomocí Stefan-Boltzmanova zákona (3.33), pokud budeme uvažovat přenos tepla konvekcí, platí rovnice (3.32).

V kotli se mohou objevit i takové výměníky, u nichž se část energie předá sáláním a část konvekcí. Zde je pak potřeba znát plochy, na kterých se daný způsob předání energie odehrává.

Takto zkonstruovaný model topeniště může sice částečně vylepšit stávající model, jeho přínos však nebude nikterak velký. Model pouze přesněji vyčíslí velikosti tepelných příkonů, jakákoli interakce mezi spaliny a párou je však omezena víceméně pouze na onu velikost tepelných příkonů.

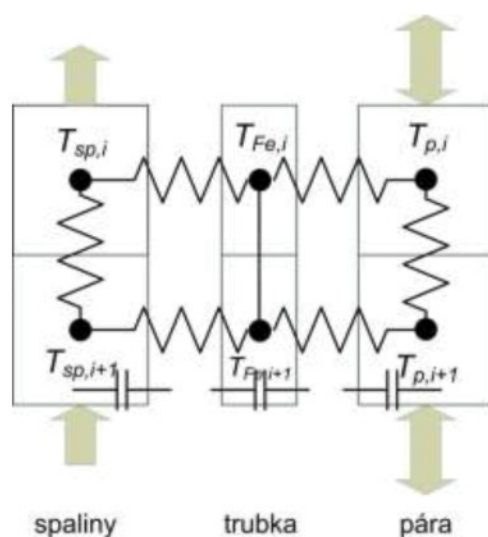
7.2.2 Tepelný výměník spaliny-pára popisovaný v uzlových bodech

Druhou zajímavou metodou popisu je částečné využití rozložených parametrů tak, že každý výměník rozložíme na několik stejných částí, vnitřní parametry médií (hustota a měrná tepelná kapacita) budeme uvažovat třeba jako průměr ze vstupní a aktuální výstupní hodnoty (částečné zjednodušení simulačních procesů) a teplotu sledovaného média pak budeme počítat v každém uzlu [37], [41]. Ve své podstatě se jedná pouze o rozšíření myšlenky bloku centrálního topeniště, ale takové rozšíření může přinést daleko vyšší kvalitu ve tvaru dynamických odezev²². Počet uzlů, které odpovídají jednomu výměníku, záleží na jeho konstrukci, především pak délce. Touto cestou lze teoreticky docílit i rozdělení výměníku s kombinovaným prouděním na výměníky s pouze souproudým a pouze protiproudým charakterem vzájemného směru pohybu médií. Pro jednotlivé způsoby předávání tepelné energie (konvekce, sálání)

²² Vycházíme z toho, že použití globálních bilancí se příliš neosvědčilo ani v případě výměníku s konstantním tepelným příkonem.

musí platit ty samé rovnice s tím rozdílem, že nyní nebudou vyčíslovány na celém výměníku ale pouze na jeho vybrané části.

Zavedme následné značení a korespondence. Vycházejme z toho, že každé popisované médium má svojí tepelnou kapacitu (označme C) a při předávání energie se musí překonat jistý odpor (označme R). Tepelný výměník můžeme schematicky popsat třeba tak, jak je uvedeno na obr. 7-2.



Obr. 7-2: Schematický popis tepelného výměníku v uzlech

Pak pro popis jednotlivých způsobů předávání energie platí:

Pro konvekci
$$R_{konv} = \frac{1}{k_k \cdot S} \quad (6.3)$$

Pro sálání
$$R_{sál} = \frac{1}{k_{sál} \cdot S} = \frac{1}{\varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \cdot S} \quad (6.4)$$

A pro kapacitu, v tomto případě kapacitu kovové trubky:

$$C_{Fe} = \rho_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot V_{Fe} \quad (6.5)$$

Uvažujme nyní například výstupní přehřívák, přenos tepla pouze konvekcí a souproudé proudění obou médií. Rozložme tedy výstupní přehřívák pro příklad na dvě stejně dlouhé části. Pro výměník pak musí platit tři energetické bilance. Jedna za každé z médií (spaliny, pára) a jedna pro kovovou trubku. Balance je možné zapsat ve tvaru:

- Spaliny

$$\rho_{sp,i} \cdot c_{sp,i} \cdot V_{sp,i} \frac{dT_{sp,i}}{dt} = \dot{m}_{sp} \cdot c_{sp} \cdot (T_{sp,i-1} - T_{sp,i}) + k_{k,sp,i} \cdot S_{sp,i} \cdot (T_{Fe,i} - T_{sp,i}). \quad (6.6)$$

Pokud navíc použijeme zavedené zjednodušující označení pro odpory a kapacity,

$$C_{sp,i} \frac{dT_{sp,i}}{dt} = \frac{1}{R_{sp}} \cdot (T_{sp,i-1} - T_{sp,i}) + \frac{1}{R_{Fe,sp}} \cdot (T_{Fe,i} - T_{sp,i}), \quad (6.7)$$

kde $R_{Fe,sp} = \frac{N}{k_k \cdot S_{sp}}$, $R_{sp} = \frac{1}{\dot{m}_{Fe} \cdot c_{Fe}}$, $C_{sp} = \frac{\rho_{sp} \cdot c_{sp} \cdot V_{sp}}{N}$ a N je počet uzlů.

- Trubka

$$C_{Fe,i} \frac{dT_{Fe,i}}{dt} = \frac{1}{R_{Fe,sp}} \cdot (T_{sp,i} - T_{Fe,i}) + \frac{1}{R_{Fe,p}} \cdot (T_{p,i} - T_{Fe,i}), \quad (6.8)$$

kde $R_{Fe,p} = \frac{N}{k_{k,p} \cdot S_p}$, $C_{Fe} = \frac{\rho_{Fe} \cdot c_{Fe} \cdot V_{Fe}}{N}$. Přenos tepla v trubce mezi jednotlivými elementy zanedbáme.

- Pára

$$C_{p,i} \frac{dT_{p,i}}{dt} = \frac{1}{R_p} \cdot (T_{p,i-1} - T_{p,i}) + \frac{1}{R_{Fe,p}} \cdot (T_{Fe,i} - T_{p,i}). \quad (6.9)$$

kde $R_p = \frac{1}{\dot{m}_p \cdot c_p}$, $C_p = \frac{\rho_p \cdot c_p \cdot V_p}{N}$.

Okrajové podmínky se definují pro obě média na prvním, resp. nultém uzlu pro $T_{sp,0} = T_{sp,in}$ a $T_{p,0} = T_{p,in}$. Teplota na výstupu je rovna teplotě v posledním uzlu. V každém uzlu se tedy zároveň předpokládá dostatečné promíchání média tak, aby požadavek na jeho konstantní vlastnosti byl legitimní.

7.2.3 Simulační ověření pro výstupní přehřívák

Výše uvedený postup byl následně i ověřen pro vstupní i výstupní mezipřehřívák a výstupní přehřívák (souproud, sdílení tepla konvekci) a porovnán s dosud používaným modelem, který má jako vstup známý tepelný výkon. Pro výstupní přehřívák proběhla simulace (vstupní parametry v tab. 8) na 100% hladině tepelného výkonu, pro kterou je možné použít vlastnosti spalin z dodané technické dokumentace

(obr. 7-3). Na této hladině byl nový model kalibrován tak, aby jeho ustálené stavy a předaná energie odpovídaly technické dokumentaci a výstupům z dosud používaného modelu. Zkoumána byla odezva na skokovou změnu teploty páry před výstupním přehřívákem (přímo na vstupu do výměníku) o $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Z grafu je zřejmé, že dynamické vlastnosti jsou zachovány, jediná odlišnost je v ustálených stavech. Je otázkou dalšího zkoumání, který z modelů je přesnější, kde se bere odchylka, a jakým způsobem ji odstranit nebo korigovat. Reálné situaci bude pravděpodobně přesněji odpovídat odezva modelu, který bere v úvahu teploty a průtoky spalin. Dále byla provedena simulace, kde se změnila poloha vstřikovacího ventilu o 30 % (obr. 7-4).

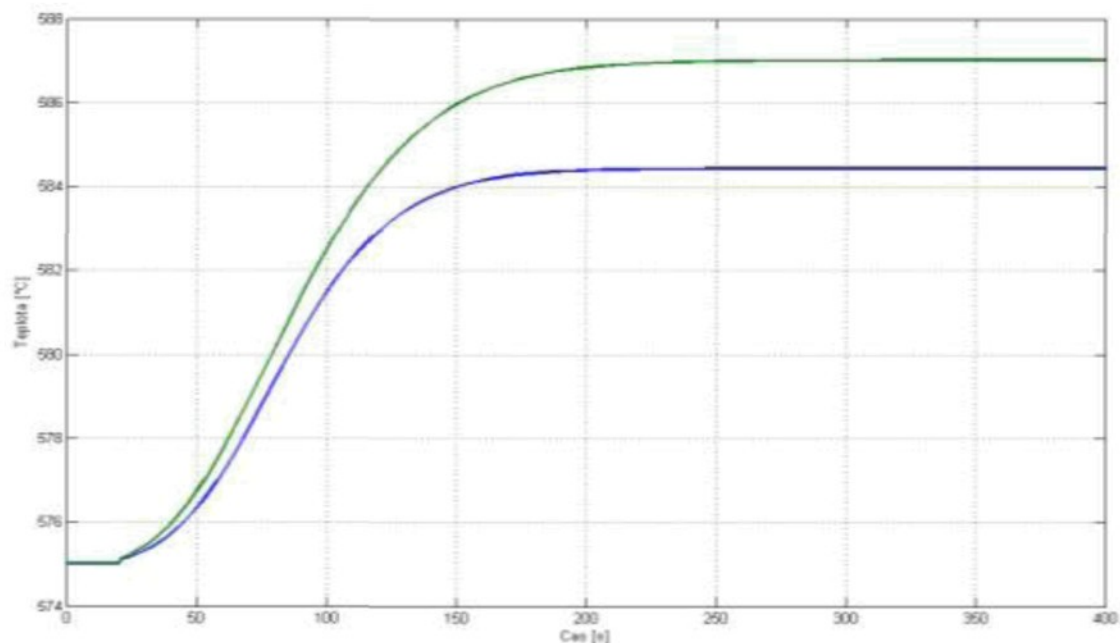
Tab. 8: Parametry spalin a páry - vstupy do simulace a výstupy

	Spaliny	Pára
Vstupní teplota $[^{\circ}\text{C}]$	906,9	481,95
Výstupní teplota $[^{\circ}\text{C}]$	783,6	575
Průtok $[\text{Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	231,37	-
Průtok $[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	377	183,44
Vstupní tlak $[\text{Pa}]$	101250	$18,77 \cdot 10^6$
Výstupní tlak $[\text{Pa}]$	101113	$18,26 \cdot 10^6$
Hustota na výstupu $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	1,62	59,23
Měrná tepelná kapacita $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	1130	3072
Teplosměnná plocha $[\text{m}^2]$	2252,6	1196
Přestupní koeficient $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	77,8	4909
Tepelný výkon/příkon $[\text{MW}]$	51,99	51,99

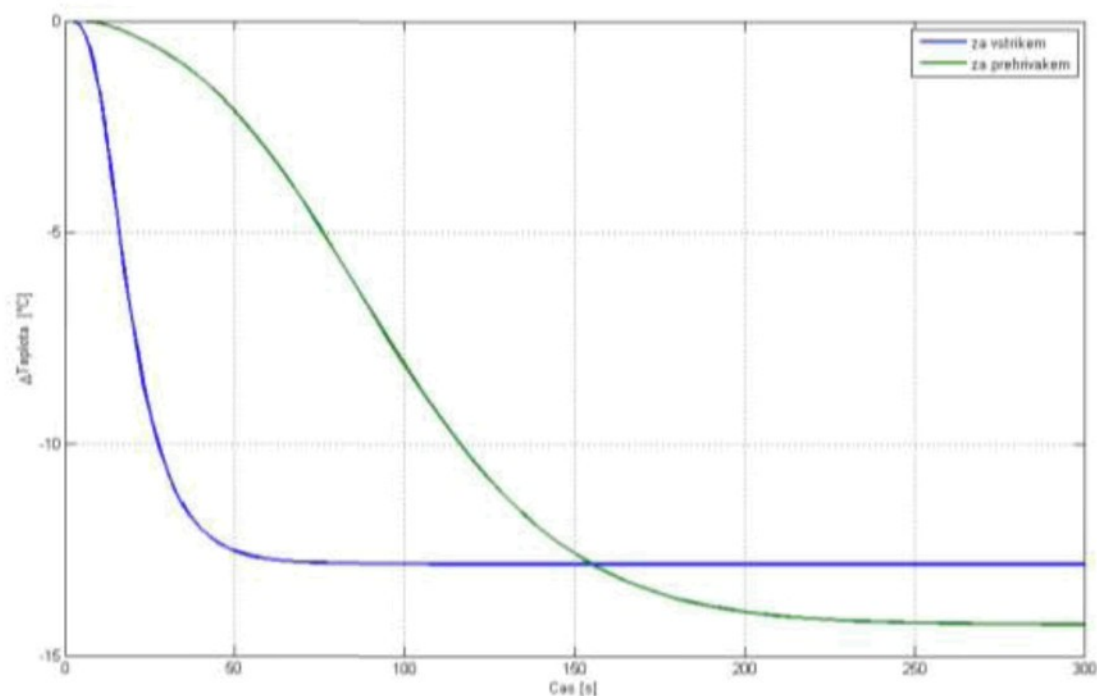
V případě mezipřehříváků posloužila obdobná simulace pro zjištění korekčních faktorů u dodávaného tepelného příkonu při změnách polohy trojcestného ventilu obtoku, resp. polohy vstřikovacího ventilu.

Je zřejmé, že tato metoda s sebou nese výrazná zlepšení modelu v oblasti statických vlastností, dynamika zůstává zachována. Problémem mohou být vlastnosti spalin (jejich rychlost proudění a některé fyzikální vlastnosti), které výpočet značně ovlivňují. Klíčovým faktorem se pak v tomto případě zcela jasně ukazuje přestupní koeficient na straně spalin, díky kterému dochází ke značným změnám na předávané

tepelné energii. Tento koeficient je potřeba vyčíslvat velmi pečlivě a nejlépe dále ověřovat.



Obr. 7-3: Teplota za výstupním přehřívákem po skokové změně vstupní teploty o +10 °C při 100% hladině tepelného výkonu (zelená - původní model, modrá - model spaliny-pára)



Obr. 7-4: Teplota před a za výstupním přehřívákem při změně polohy ventilu o 30 %, výkonová hladina 100 %

8 Přínosy práce

Pokusme se zamyslet nad přínosy práce. Je bezesporné, že přínosem je právě samostatný model. Pod slovem „model“ se zde musí brát v potaz nejen samotné rozsáhlé funkční simulační schéma majoritní části oběhu voda/pára, ale i metodika popisu jednotlivých tepelných výměníků, stejně jako zakomponování řídicího obvodu. Díky práci je nyní, nejen pro potřeby výzkumného centra, k dispozici kompletní nelineární simulační model dynamiky teploty páry v neregulované části vysokotlakého oběhu, tedy popis ekonomizéru, výparníku a prvního přehříváku. Dále vznikl a je funkční nelineární simulační model protiproudého výměníku typu trubka v trubce, který popisuje předávání tepelné energie mezi vysokotlakou a středotlakou párou. Popsány a zkonstruovány byly i nelineární simulační modely pro regulovanou vysokotlakou část oběhu, kde se podařilo vytvořit simulační model vysokotlakých přehříváků včetně chladicích ventilů, jakožto primárních regulačních orgánů. Poslední částí je simulační model celé středotlaké části, kde se mimo jiné podařilo zkonstruovat funkční model obtoků včetně směšování. Všechny modely byly porovnány s dostupnou literaturou, různými lineárními náhradami a dostupnými daty z reálného provozu. Vytvořeny byly i základní návrhy linearizovaného stavového popisu.

Velmi významný je fakt, že zkonstruovaný simulační model umožňuje připojit řídicí obvod a zkoumat tak jeho vlastnosti. Této devízy bylo využito jak při pracích v rámci výzkumného centra, tak v rámci spolupráce s Energoprojektem Praha, a.s. Tamní pracovníci ocenili možnosti modelu a schopnost ověřování vlastností řídicího systému pro rozličné provozní situace a na základě provedených simulací byly provedeny i prvotní optimalizační zásahy jak do původní struktury řídicího obvodu, tak do nastavení některých parametrů stávajícího řízení. Dále jsou zkoumány i některé frekvenční vlastnosti vybraných částí a možnosti jejich řízení, neboť právě zmenšení amplitudy kmitů na teplotě páry vystupující z kotle je jedním z významných kroků k ekonomičtěšímu provozu.

Právě možnost připojit takřka libovolný řídicí obvod, případně jej zkombinovat se stávajícím řízením a provést i porovnání navrhovaného a stávajícího řízení je též významným přínosem práce. Tím se otevírá možnost nasazovat a zkoušet na modelu

pokročilé algoritmy řízení, které mohou být konkurencí či náhradou stávajícího systému a které není, v podstatě, jak jinak ověřit. V tomto směru byly učiněny i první kroky, neboť linearizovaný model regulované vysokotlaké části sloužil jako základ pro návrh nových algoritmů řízení založených na teorii robustního řízení, model-prediktivního řízení a fuzzy řízení [42]. Všechny algoritmy byly následně ověřeny na celém nelineárním modelu průtočného kotle.

Shrňme nejvýznamnější přínosy:

- 1) Nelineární matematický popis významných komponent průtočného kotle (část výroby páry) a metodika jeho návrhu. Popsány jsou tyto části kotle:
 - neregulované VT části (ekonomizér, výparník s přechodníkem, první neregulované přehříváky, biflux)
 - regulované VT části (šotové přehříváky a výstupní přehřívák)
 - ST části (biflux, vstupní a výstupní mezipřehřívák).
- 2) Dynamický simulační model protiproudého tepelného výměníku.
- 3) Dynamický simulační nelineární model pro modelování dynamických i statických vlastností kompletní části výroby páry v průtočném kotli, který obsahuje signály z neregulované VT části, regulované VT části a ST části.
- 4) Možnost získání lineárního popisu komponenty (systému) ve zvoleném pracovním bodě (bodech). Tyto modely jsou nutné pro návrh nových algoritmů řízení založených na lineárních teoriích.
- 5) Základy stavového popisu pro vybranou komponentu.
- 6) Simulační spojení s řídicím algoritmem, což vytváří nástroj k ověření vlastností řídicích systémů na všech výkonových hladinách (provozně-technologické hladiny) i při reakcích na poruchy.

9 Závěr

Disertační práce se zabývá vytvářením matematického popisu a simulačních modelů jednotlivých subsystémů výroby páry v průtočném kotli. Práce byla vypracována v rámci projektu „Progresivní technologie a systémy pro energetiku“ IM06059, dílčí cíl V302 „Pokročilé algoritmy řízení pro zvýšení efektivity provozu elektrárenského bloku“. Řešení cíle V302 odhalilo skutečnost, že pokud mají být základem nových algoritmů řízení přístupy jako model prediktivní řízení, robustní regulace či fuzzy řízení, je nutné mít dostatečně přesný funkční model, který popisuje dynamiku průtočného kotle ve všech provozních situacích. Požadavek přesného modelu je významnou odlišností od stávajícího projektovaného standardního řízení, které bylo vyvíjeno řadu let a vychází přímo ze zkušeností na elektrárenských blocích. Model byl v práci navržen, realizován a ověřen. Obsahuje vysokotlakou a středotlakou část výroby páry, a to ve vysokotlaké části od ekonomizéru přes výparník až po výstupní přehřívák, ve středotlaké pak obě části mezipřehříváku. Obě části, vysokotlaká a středotlaká, jsou propojeny prostřednictvím teplotního výměníku typu trubka v trubce (biflux).

První experimenty s nově navrženými algoritmy řízení ukázaly, že ve srovnání s dynamickými vlastnostmi stávajícího standardního systému řízení je možné dosáhnout kvalitnějších regulačních pochodů. Silná nelinearita systému hraje důležitou roli při provozu systému s řídicím systémem a způsobuje, že kvalita regulace není pro všechny provozní situace a podmínky konzistentní. Problém se zatím, na úrovni simulačních experimentů, řeší přepínáním regulátorů podle provozních parametrů kotle. Takto navržený řídicí systém již dosáhl lepších výsledků, než bylo dosaženo při simulacích se standardním systémem řízení. Linearizované modely v jednotlivých pracovních bodech jsou získávány přímo z popsaného nelineárního simulačního modelu.

Aplikovatelnost vytvořeného matematického popisu a především pak simulačního modelu jednotlivých komponent i celku byla potvrzena dostatečnou korespondencí s literaturou, konkrétními naměřenými daty a zejména při spolupráci s Energoprojekt Praha a.s. na modelu průtočného kotle pro Pruněv II (Tušimice II). Je možné konstatovat, že bez simulačních výpočtů a porovnání regulačních pochodů nelze odpovědně posoudit problém inovace regulace teplot páry v průtočném kotli. O

implementaci nových algoritmů se dá uvažovat až tehdy, bude-li na modelu důkladně ověřena robustnost vůči změnám dynamiky soustavy, vůči nelinearitám ventilů a dostatečná odolnost vůči poruchám různého charakteru (především periodické poruchy na vstupu). Bez modelu se takové zkoušky a ověření nedají provést. Je zřejmé, že zdokonalením modelu přidáním dynamiky spalín a modelu turbíny, což je předmětem dalších prací, bude ucelen vývoj významného nástroje pro podporu syntézy sofistikovaných algoritmů řízení.

Citovaná literatura

- [1] ŠEVELOVÁ, K. ET AL. *Parní kotle*. Ostrava: VŠB, 2007. 244 s.
- [2] NEUMAN, P., et al. Operátorské a inženýrské trenažéry uhelných elektráren a tepláren, *Automatizace*, vol. 49, no. 11, s. 712-715, 2006. ISSN 0005-125X.
- [3] NEUMAN, P., et al. Simulátory parních kotlů v programu Matlab a Simulink a možnosti realizace jejich operátorských rozhraní, *Automa*, no. 1, s. 47-51, 2002. ISSN 1210-9592.
- [4] KRUEGER, K.; FRANKE, R.; RODE, M. Optimization of boiler start-up using a nonlinear boiler model and hard constraints, *Energy*, no. 29, s. 2239-2251, 2004. ISSN 0360-5442.
- [5] IBLER, Z. *Technický průvodce energetika: 1. díl*. Praha: BEN - technická literatura, 2002. 616 s. ISBN 8073000261.
- [6] DOLEŽAL, R. *Průtočné kotle*. Praha: SNTL, 1960. 312 s.
- [7] ČERNÝ, V. *Parní kotle*. Praha: SNTL, 1975. 526 s.
- [8] VILIMEC, L. *Provoz a regulace energetických zařízení*. Ostrava: VŠB, 2007. 263 s.
- [9] HENDARTO, A. *Inside power station* [online]. February 2009. [cit. 24-2-2010]. Rankine cycle. Dostupné z WWW: <<http://antohendarto.blogspot.com/2009/02/rankine-cycle.html>>
- [10] LIENHARD IV, J., H. LIENHARD V, J., H. *A Heat Transfer Textbook*. Cambridge: Phlogiston Press, 2008. 762 s. ISBN 0971383537.
- [11] FLYNN, D. ET AL. *Thermal Power plant Simulation and Control*. London: The Institution of Engineering and Technology, 2003. 480 s. ISBN 0852964196.
- [12] ORDYS, A., W. ET AL. *Modelling and Simulation of Power Generation Plants*. Glasgow: Springer-Verlag London, 1994. 311 s. ISBN 3-540-19907-1.
- [13] KALČÍK, J. *Technická termodynamika*. Praha: Čs.AV, 1963. 568 s.
- [14] ČERMÁK, J.; PETERKA, V.; ZÁZVORKA, J. *Dynamika regulovaných soustav v tepelné energetice a chemii*. Praha: Academia, 1968. 584 s.

- [15] CVEJN, J. Matematický model přehříváku páry elektrárenského kotle a odhad jeho parametrů., *Automatizace*, vol. 51, no. 3, s. 198-202, 2008.
- [16] KLEFENZ, G. *Automatic control of steam power plants*. Mannheim: Bibliographisches Institut, 1986. 286 s. ISBN 3411016990.
- [17] STREJC, V. *O možnostech vyššího využití teorie regulace v praxi*. Praha: Práce, 1958.
- [18] NOVÁK, J. BOBÁL, V. Modelování a řízení nelineárních systémů pomocí sítí lokálních modelů, *Automatizace*, vol. 51, no. 5, s. 330-334, 2008. ISSN 0005-125X.
- [19] ZIMA, W. Mathematical model of transient processes in steam superheaters, *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 68, no. 1, s. 51-59, 2003. ISSN 1434-0860.
- [20] ZIMA, W. Numerical modeling of dynamics of steam superheaters, *Energy*, vol. 26, no. 12, s. 1175-1184, 2006. ISSN 0360-5442.
- [21] BIRD, R.; STEWART, E., W.; LIGHTFOOT, N., E. *Přenosové jevy. Sdílení hybnosti, energie a hmoty*. Praha: Academia, 1968. 800 s.
- [22] JARKOVSKÝ, J.; MEDULOVÁ, V.; KARTÁK, J. *Dynamický model průtlačného kotle energetického bloku*. Praha: INORGA, 1984. 102 s.
- [23] COLONNA, P. VAN PUTTEN, H. Dynamic modeling of steam power cycles. Part I - Modeling paradigm and validation, *Applied Thermal Engineering*, no. 27, s. 467-480, 2007. ISSN 1359-4311.
- [24] VAN PUTTEN, H. COLONNA, P. Dynamic modeling of steam power cycles: Part II - Simulation of a small simple Rankine cycle system, *Applied Thermal Engineering*, no. 27, s. 2566-2582, 2007. ISSN 1359-4311.
- [25] ASTRÖM, K., J. BELL, R., D. Drum-boiler dynamics, *Automatica*, no. 36, s. 363-378, 2000. ISSN 0005-1098.
- [26] *The International Association for the Properties of Water and Steam. IAPWS-IF97* [online]. Září 2009 [cit. 25-1-2010]. Dostupné z WWW: <<http://www.iapws.org/>>
- [27] *XSteam: Excel Engineering* [online]. Červenec 2007 [cit. 25-1-2010]. Dostupné z WWW: <<http://www.x-eng.com/>>

-
- [28] COLONNA, P. VAN DER STELT, T. *FluidProp software* [online]. 2009. [cit. 3-1-2009]. FluidProp v. 2.31: A program for the estimation of thermo physical properties of fluids. Dostupné z WWW: <www.fluidprop.com>
- [29] IVITAS 4-EG-08352. *Datavá specifikace*. 2009.
- [30] LOGAN, E. *Thermodynamics: Processes and Applications*. New York: CRC, 1999. 440 s. ISBN 0824799593.
- [31] MILÁČEK, J. *Kniha vstříků. ECHVA - výrobní blok 3*. Firemní dokumentace EGP Praha, 1999.
- [32] KUTATELADZE, S., S. BORISANSKIJ, V., M. *Průručka sdílení tepla*. Praha: SNTL, 1962. 528 s.
- [33] *The Mathworks* [online]. 2010 [cit. 25-1-2010]. Dostupné z WWW: <www.mathworks.com>
- [34] CVEJN, J. Návrh regulačního obvodu teploty přehřáté páry elektrárenského kotle, *Automatizace*, vol. 51, no. 10, s. 634-638, 2008.
- [35] HIPPE, P. *Wind up in Control. Its Effects and Their Prevention*. London: Springer, 2006. 311 s. ISBN 1846283221.
- [36] LU, S. Dynamic modelling and simulation of power plant systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 213, no. 1, s. 7-22, 1999. ISSN 2041-2967.
- [37] MAKOVÍČKA, J.; HAVLENA, V.; BENEŠ, M., A simulation model of steam and flue gas flow in heat exchangers, in *Technical Computing Prague*, Praha, 2002.
- [38] ŽIVKOVIC, D. Nonlinear mathematical model of the condensing steam turbine, *Facta Universitatis: Mechanical Engineering*, vol. 1, no. 7, s. 871-878, 2000. ISSN 0354-2025.
- [39] MAFFEZZONI, C. Boiler-turbine dynamics in power-plant control, *Control Engineering Practice*, vol. 5, no. 3, s. 301-312, 1997. ISSN 0967-0661.
- [40] NEUMAN, P., et al., Engineering and operator training simulator of coal-fired steam boiler, in *Technical Computing Prague*, Praha, 2002.
- [41] WHITE, J., R. *System Dynamics (22.554 and 24.509): Prof. White's Stuff* [online].
-

Leden 2008 [cit. 25-1-2009]. Dostupné z WWW:

<http://www.profjrwhite.com/system_dynamics/system_dynamics.htm>

[42] NÁHLOVSKÝ, T. Linearized model of steam reheating unit realized by fuzzy nets, *Metalurgija*, vol. 49, no. 2, s. 1-4, 2010. ISSN 0543-5846.

Vlastní publikace

Publikace týkající se tématu práce:

- HUBKA, L. State model of steam reheating. *Proceedings of the 9th IFAC Power Plants and Power System Control* (5.-8.7.2009), Tampere, 2009. Elsevier IFAC Publication / IFAC PaperOnLine. ISSN 1474-6670. (prezentovaný příspěvek, v tisku).
- HLAVA, J., HUBKA, L., MENKINA, M., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Analýza parametrů a optimalizace řízení VT přehříváků páry. Etapa VI.* Liberec, 2009. 40 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Analýza a optimalizace řídicího systému na modelu VT páry a akumulární vlastnosti bifluxu. Etapa V.* Liberec, 2009. 54 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Simulační modul vysokotlakých přehříváků a jeho řízení. Etapa IV.* Liberec, 2009. 44 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Optimalizace řídicího systému na modelu přehřevu páry. Etapa III.* Liberec, 2009. 40 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Ověřování regulačních vlastností řídicího systému s modelem přehřevu páry. Etapa II.* Liberec, 2008. 23 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. TŮMA, L. *Model dynamiky přehřívání páry v průtočném kotli a vstupní analýza řídicího obvodu. Etapa I.* Liberec, 2008. 44 s.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. The problem of modelling the process water to steam injection. *Control of Power Systems 2008*, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O. Model of dynamics of tubular heat exchanger. *Proceedings of 9th ICCS 2008*, s. 239-242, Sinaia, ISBN 978973-746-897-0.

- HUBKA, L., MENKINA, M. Control of tubular heat exchanger node in broad operation range. *Control of Power Systems 2008*, Štrbské Pleso, ISBN 978-80-227-2883-6.
- HUBKA, L., MENKINA, M., ŠKOLNÍK, P. Modelling of the drum-boiler in Matlab. *ECMS 2007*, s. 203-208, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.

Další publikace z oboru:

- HUBKA, L., MENKINA, M., The implementation of a state space controller on the DC motor. *ECMS 2007*, s. 209-214, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.
- HUBKA, L., ŠKOLNÍK, P., A practical approach for temperature modelling and control of industrial heating process with infrared radiators in a predevelopment of a production line. *Prace naukowe, Akademia Ekonomiczna im. Oskara Langego we Wrocławiu*, 2007, s. 115-118, Jelenia Góra, ISBN 978-83-60975-00-8.
- MODRLÁK, O., HUBKA, L., Temperature model of a body part surface heated with infrared radiators. *Proceedings of 8th International Carpathian Control Conference*, 2007, s. 466-469, Košice, ISBN 978-80-8073-805-1.
- MARTINEC, T., ŠKOLNÍK, P., HUBKA, L., Modelling and control of temperature field of an industrial form with infrared radiators. *ECMS 2007*, s. 215-220, Liberec, ISBN 978-80-7372-202-9.
- HUBKA, L., MENKINA, M., PROSKE, D., State-space control of electric drive with DC motor. *Proceedings of 16th International Conference of Process Control 2007*, Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- HUBKA, L., MODRLÁK, O., Monitoring and Calculation Problem of a Performance Criteria of a Heating and Power Plant based on Real Time Measure. *The proceedings of the 7th International Conference Control of Power and Heating Systems*, Academia Centrum, 2006, Zlín, ISBN 80-7318-409-5.
- MODRLÁK, O., HUBKA, L., Example of interactive learning and remote control using Matlab platform. *12th Zittau East-West Fuzzy Colloquium*, 2005, s. 153-161, Zittau, ISBN 3-9808089-6-3.

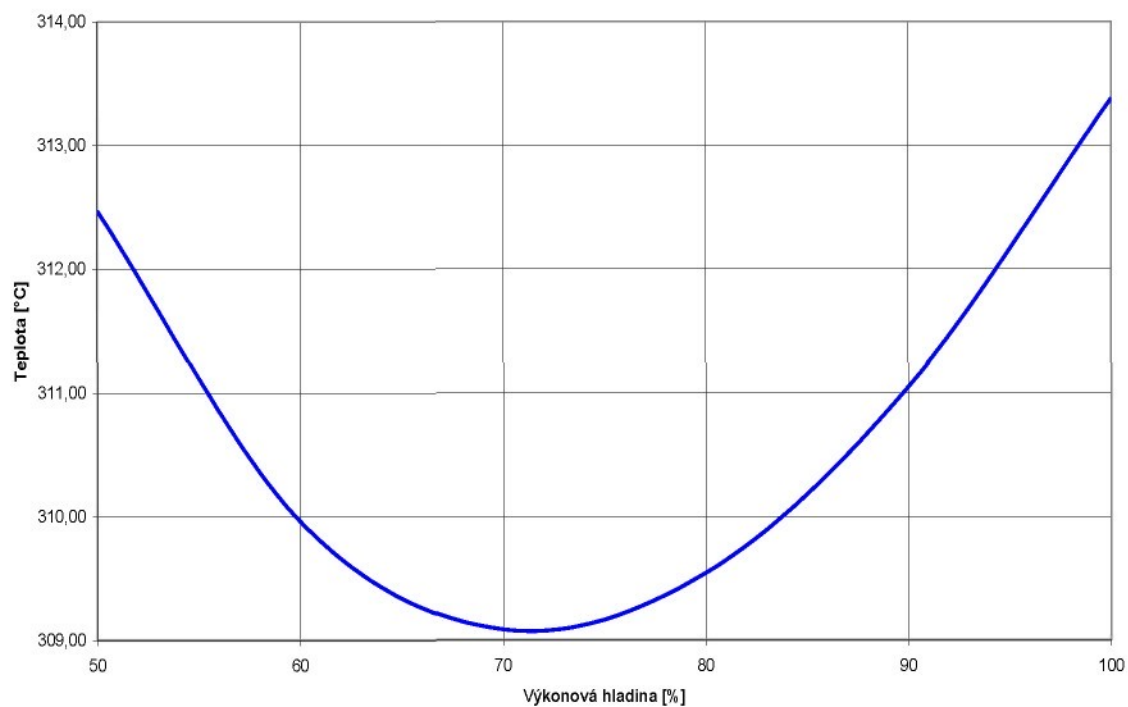
Příloha A

Statické vlastnosti (grafické výstupy)

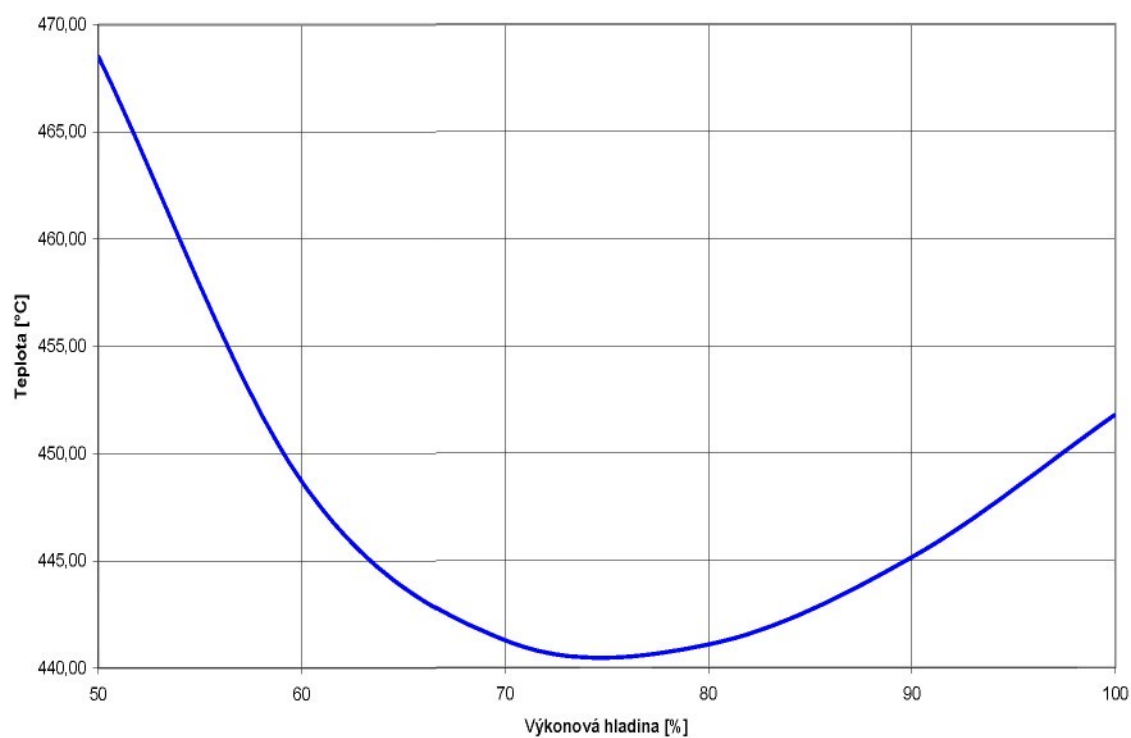
V rámci ověření statických vlastností modelu bylo provedeno několik simulačních výpočtů. Byly zkoumány statické vlastnosti jednotlivých komponent v neregulované části vysokotlakého oběhu páry, kde statické stavy nejsou nijak závislé na řídicím obvodu teploty výstupní páry, ale jsou pouze funkcí aktuálního průtoku, tlaku, vstupní teploty a dodávaného tepelného příkonu pro každou výkonovou hladinu. Zkoumání statických vlastností regulované části vysokotlakého oběhu (VT) i středotlakého oběhu (ST) je obtížné, protože ustálené stavy jsou závislé na zvoleném způsobu řízení a předdefinovaných cílech takového řízení. Přesto je při zvoleném způsobu řízení důležité znát ustálené stavy ve významných bodech systému.

Následující obrázky zobrazují jaká je teplota ve vybraných bodech systému výroby páry, a to jak v neregulované, tak i regulované části. V případě regulované části je použit výchozí standardní řídicí obvod kaskádové struktury. Na obr. 3 jsou zachyceny ustálené stavy neregulované části VT, obr. 1 a obr. 2 pak ukazují detaily pro výstupní teplotu za ekonomizérem, resp. za přehřívákem II. Obr. 4 a obr. 5 zobrazují ustálené teploty v uzlových bodech technologie na jednotlivých výkonových hladinách v rozmezí 50 – 100 % tepelného výkonu kotle. Obr. 4 zobrazuje VT část, kde je jasně patrné, že žádaná teplota páry na výstupu se dosahuje již od 50% hladiny tepelného výkonu. Zároveň si můžeme povšimnout, že teplota za prvním šotem je v rozmezí cca 55 – 85 % tepelného výkonu pod svojí žádanou hodnotou 460 °C. Na obr. 5 je zachycena situace na ST páře, kdy se ukazuje, že pro výkonové hladiny pod cca 70 % je žádaná výstupní teplota 580 °C nedosažitelná. Navíc je jasně patrné, že právě na 70% hladině tepelného výkonu začíná otevírat obtok vstupního mezipřehříváku (teplota „MP1“ – teplota přímo za vstupním mezipřehřívákem, tedy ještě před smíšením s obtokem a teplota „za vstřikem“ – teplota na vstupu do výstupního mezipřehříváku¹). Obr. 6 a obr. 8 ukazují průtok vstřikovací vody, resp. polohu ventilů na jednotlivých výkonových hladinách, obr. 7 pak celkové množství vstřikované vody ve VT části. V závěrečných tabulkách (tab. 1 až tab. 5) jsou numerické podklady pro grafy.

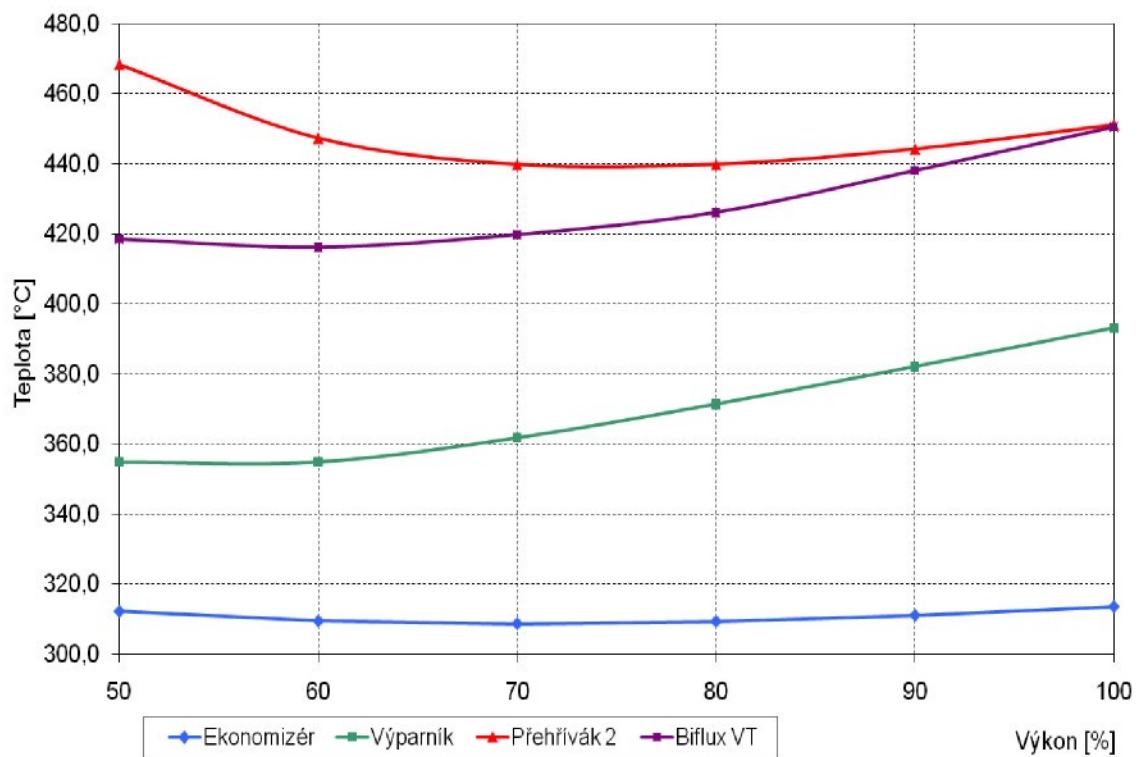
¹ V případě, kdy je průtok vstřikovacím ventilem nulový (ventil je uzavřen) je teplota ST páry za vstřikem v modelu shodná s teplotou ST páry po jejím smíšení za vstupním mezipřehřívákem s párou tekoucí obtokem tohoto celku.



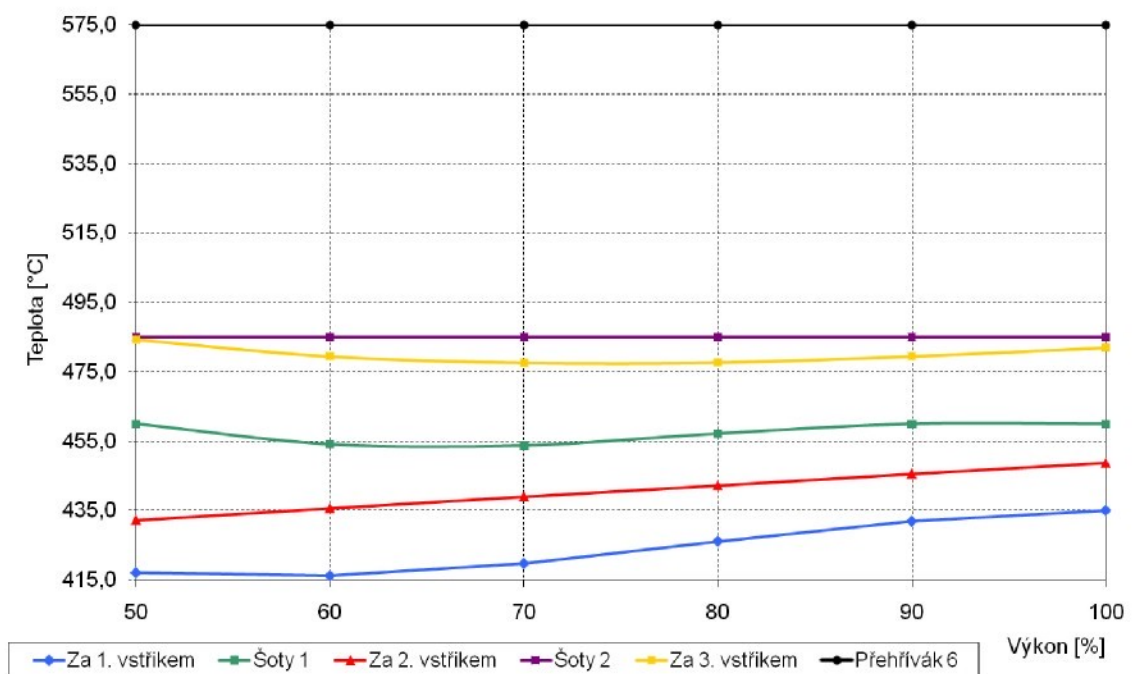
Obr. 1: Výstupní teplota za ekonomizérem pro výkonové hladiny 50 % – 100 %



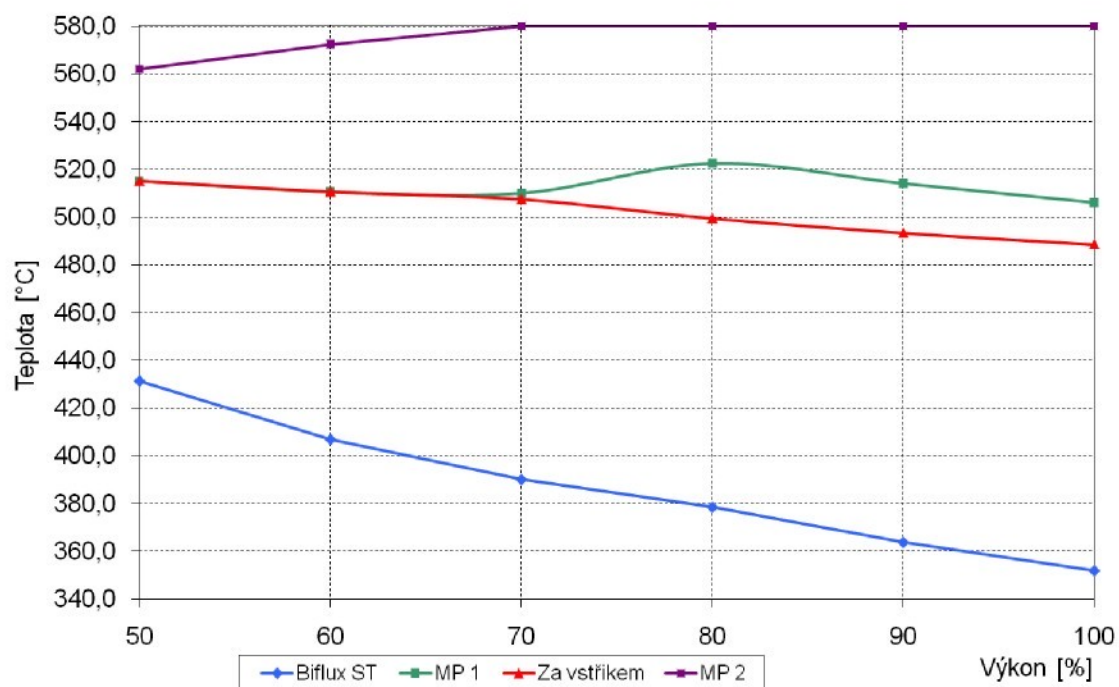
Obr. 2: Teplota za přehřívákem II (VT vstup do bifluxu) pro výkonové hladiny 50 % – 100 %



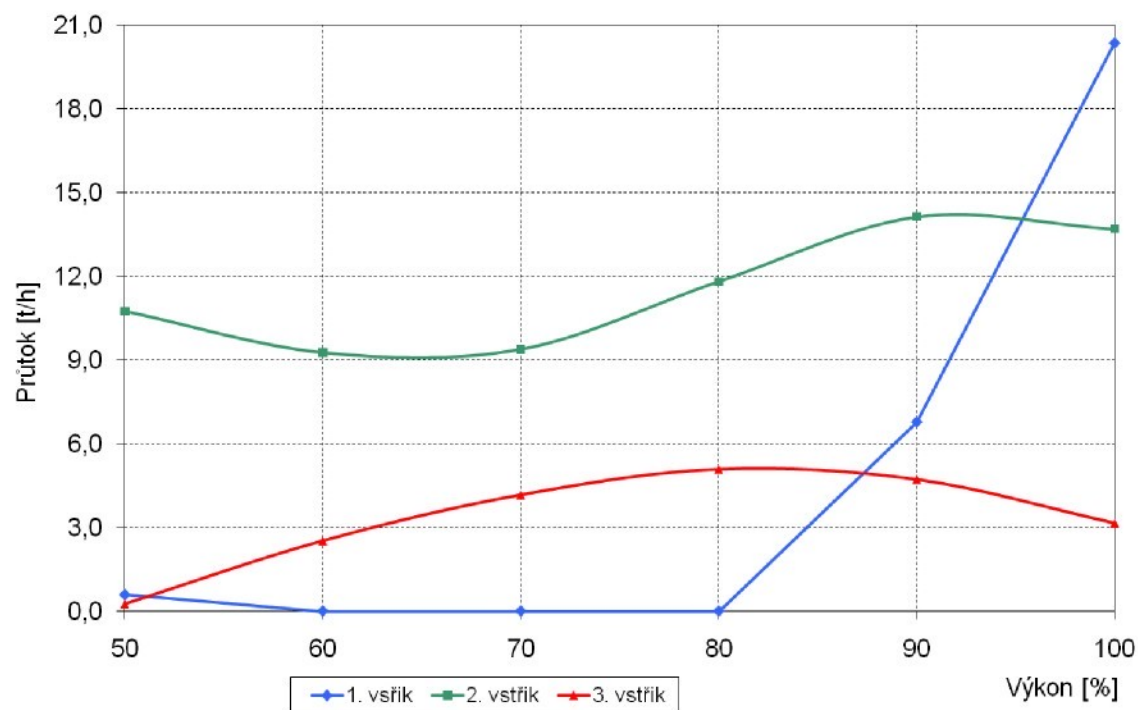
Obr. 3: Statika celé neregulované VT části



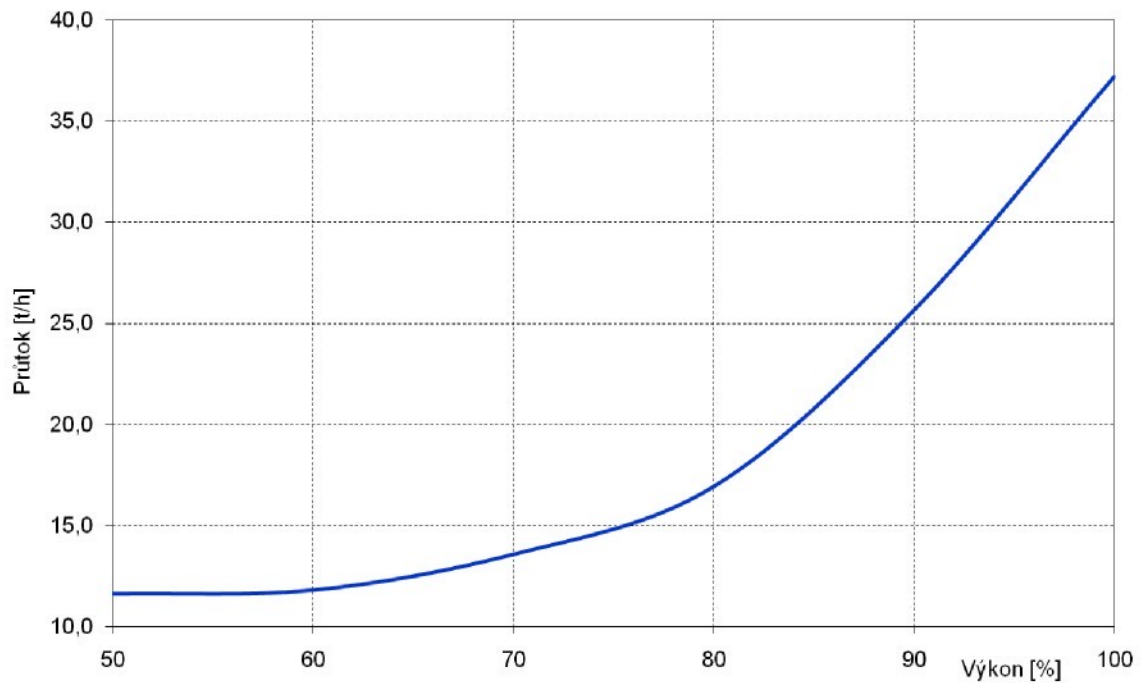
Obr. 4: Statika celé regulované VT části při výchozím standardním kaskádovém řízení



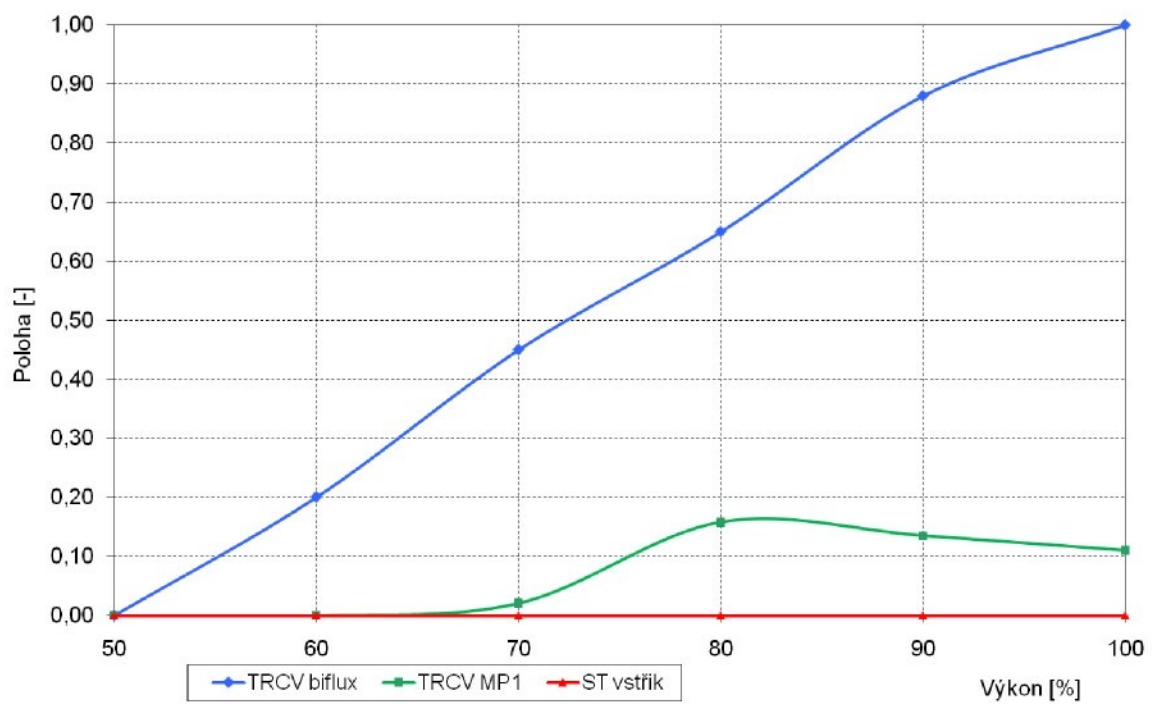
Obr. 5: Statika celé regulované ST části při výchozím standardním řízení



Obr. 6: Průtok jednotlivými vstřikovacími ventily při ustálených stavech (výkonových hladinách) pro výchozí standardní řízení



Obr. 7: Celkový průtok vstřikovací vody ve VT části při standardním výchozím řízení



Obr. 8: Poloha ventilů v ST části při výchozím standardním řízení

Tab. 1: Statické vlastnosti neregulované VT části - teploty

Výkon [%]	VT neregulovaná [°C]			
	Ekonomizér	Výparník	Přehřívák 2	Biflux VT
50	312,2	354,9	468,5	418,5
60	309,5	354,9	447,4	416,2
70	308,7	361,8	439,9	419,7
80	309,3	371,4	439,9	426,1
90	311,1	382,1	444,3	438,1
100	313,6	393,1	451,2	450,6

Tab. 2: Statické vlastnosti regulované VT části - teploty

Výkon [%]	VT regulovaná [°C]					
	Za 1. vstřikem	Šoty 1	Za 2. vstřikem	Šoty 2	Za 3. vstřikem	Přehřívák 6
50	417,1	460,0	432,2	485,0	484,3	575,0
60	416,2	454,1	435,7	485,0	479,4	575,0
70	419,7	453,7	439,0	485,0	477,6	575,0
80	426,1	457,2	442,3	485,0	477,7	575,0
90	431,9	460,0	445,6	485,0	479,5	575,0
100	435,0	460,0	448,8	485,0	482,0	575,0

Tab. 3: Statické vlastnosti ST části - teploty

Výkon [%]	ST [°C]			
	Biflux ST	MP 1	Za vstřikem	MP 2
50	431,3	515,2	515,2	562,0
60	406,9	510,7	510,6	572,5
70	390,1	510,1	507,5	580,0
80	378,5	522,6	499,5	580,0
90	363,8	514,2	493,4	580,0
100	352,0	506,2	488,6	580,0

Tab. 4: Statické vlastnosti ST a VT části – polohy akčních orgánů

Výkon [%]	VT [-]			ST [-]		
	1. vstřik	2. vstřik	3. vstřik	TRCV biflux	TRCV MP1	ST vstřik
50	0,014	0,249	0,006	0,000	0,000	0,000
60	0,000	0,215	0,058	0,200	0,000	0,000
70	0,000	0,217	0,097	0,450	0,021	0,000
80	0,000	0,274	0,118	0,650	0,158	0,000
90	0,157	0,327	0,109	0,880	0,135	0,000
100	0,471	0,317	0,073	1,000	0,110	0,000

Tab. 5: Průtok akčními orgány VT, celkové dodané množství chladicí vody

Výkon [%]	VT [t/h]			
	1. vstřík	2. vstřík	3. vstřík	Celkem
50	0,59	10,76	0,26	11,60
60	0,00	9,27	2,53	11,79
70	0,00	9,39	4,17	13,56
80	0,00	11,82	5,09	16,91
90	6,78	14,14	4,73	25,64
100	20,35	13,70	3,16	37,22

Příloha B

**Dynamické vlastnosti
s výchozím standardním řízením
(grafické výstupy)**

Obsah

Popis dynamických experimentů	5
Dynamika soustavy	9
Reakce řídicího obvodu při provozních změnách	19
Frekvenční vlastnosti VT části (s řízením)	32
Reakce systému na různé poruchy	33

Popis dynamických experimentů

V rámci ověření dynamických vlastností modelu bylo provedeno několik simulačních výpočtů s výchozím standardním modelem řídicího obvodu (viz kap. 6 práce) i takových simulačních experimentů, kde se sledovala pouze dynamika přehříváků bez zapojeného řídicího obvodu.

Dynamické vlastnosti samotného systému bez řízení jsou významné pro kalibraci a verifikaci zkonstruovaného modelu a případnou úpravu některých parametrů či korekci v oblasti dynamiky. Sledovány byly především reakce jednotlivých regulovaných přehříváků na skokové změny¹ polohy vstřikovacího ventilu, tedy odezva příslušného regulovaného přehříváku i všech následujících na tuto změnu. Sledována je vždy teplota před výměníkem (za vstřikem) a za výměníkem. Simulace byly provedeny pro tři odlišné výkonové hladiny (50 %, 70 % a 100 %) tak, aby bylo možné zjistit chování výměníků při různých provozních stavech. Obr. 1 až obr. 3 zobrazují dynamiku teploty páry před a za výstupním přehřívákem (přímo ovlivněn 3. vstřikem) pro zmíněné výkonové hladiny. Je jasně postřehnutelné, že se zvyšujícím se tepelným výkonem kotle se zrychlují reakce výměníku na vstřik – teplota za výměníkem. Dynamika teploty za vstřikem zůstává neměnná. Obr. 4 až obr. 9 zachycují dynamiku teploty páry v oblasti druhého šotovému výměníku a výstupního přehříváku (vždy teplota před a za výměníkem), a to při změně polohy druhého vstřikovacího ventilu (před druhým šotovým výměníkem). Výsledky simulací ilustrují nejen opětovnou změnu v rychlosti reakcí při různých tepelných výkonech kotle, ale zároveň i vzájemné ovlivnění se obou výměníků, tedy dynamiku teploty před a za výstupním přehřívákem. Ta je výrazně pomalejší než v případě reakcí na třetí vstřikovací ventil, protože je zde zcela samozřejmé zpomalení na šotovém přehříváku. Nakonec obr. 10 až obr. 18 dokumentují výsledky simulačních experimentů při skokových změnách polohy prvního vstřikovacího ventilu (před prvním šotovým přehřívákem). V průbězích teplot je možné vypořovovat obdobné rysy a souvislosti jako v předešlém případě druhého vstřiku. Obr. 19 zachycuje rozdílnost reakcí (různé tvary dynamických odezev) na teplotě za

¹ Skoková změna na vstřikovacím ventilu znamená změnu polohy ventilu jeho maximální možnou rychlostí. V případě ventilů použitých při simulacích byla uvažována přestavná doba 30 s.

neregulovanou částí, tedy na výstupu z přehříváku II, pro skokové změny jednotlivých parametrů protékající páry při konstantní výkonové hladině 70 %. Je zřejmé, že reakce systému na skokovou změnu průtoku, dodávaného tepelného výkonu (příkonu) a teplotě vstupující vody jsou značně odlišné.

Pro posuzování vlastností každého navrženého řídicího obvodu je nezbytné ověřit jeho schopnosti při běžných provozních situacích a v reakcích na poruchy. Byla provedena celá sada experimentů s výchozím standardním řídicím obvodem, které měla za úkol jednak prověřit schopnosti dané koncepce řídicího obvodu, jednak ověřit vhodnost nastavení parametrů a případně specifikovat místa v řídicím obvodě a provozní situace, které by mohly způsobovat problémy. Jako významné se ukazuje sledovat jednak průběhy všech teplot ve vysokotlaké i středotlaké části a samozřejmě polohu akčních orgánů nebo akční zásahy řídicího obvodu². Po konzultacích s odborníky z provozu byly provedeny základní experimenty simulující běžné i méně standardní provozní situace:

- Skoková změna³ hladiny tepelného výkonu ze 100 % na 70 % (obr. 20 až obr. 24).
- Skoková změna³ hladiny tepelného výkonu ze 100 % na 50 % (obr. 26 až obr. 30).
- Trendová změna⁴ hladiny tepelného výkonu z 90 % na 100 % (obr. 31 až obr. 35).
- Trendová změna⁴ hladiny tepelného výkonu ze 100 % na 90 % (obr. 36 až obr. 40).
- Trendový průchod⁴ pásmem 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží na maximu (obr. 41 až obr. 45).

Za povšimnutí stojí obr. 25, který zachycuje průběh aktuální velikosti zesílení regulátoru v malé smyčce u druhého šotu při skokové změně hladiny tepelného výkonu

² Skutečná aktuální poloha akčních orgánů je již ovlivněna jejich samotnou dynamikou.

³ Skoková změna byla realizována rychlostí 50 % tepelného výkonu za 1,5 minuty.

⁴ Trendová změna byla realizována rychlostí 50 % tepelného výkonu za 26,5 minuty.

ze 100 % na 70 %. Všechny regulátory, které jsou v standardním řídicím systému implementovány, mají časově proměnné parametry proporcionálního zesílení a časové integrační konstanty. Aktuální velikost těchto parametrů se vždy získává z měřených signálů z kotle nebo z vypočítávaných signálů. Smyslem těchto změn je jednak kompenzovat nelinearity ventilů a jednak přizpůsobit nastavení regulátoru aktuálnímu provoznímu stavu kotle.

Na základě zkušeností z reálného provozu se ukazuje jako velmi významné posuzovat kvalitu regulačních pochodů i při harmonickém buzení. To může být (a je) v reálu způsobováno problémy s funkčností mlýnů, tedy vzniká porucha přímo na vstupu, a to lze v modelu interpretovat jako změnu dodávaných tepelných výkonů (příkonů) u jednotlivých výměníků. Model spolu s řídicím obvodem byl testován na výkonové hladině 70 % z hlediska šíření či tlumení kmitů, které jsou na tepelných příkonech (obr. 46).

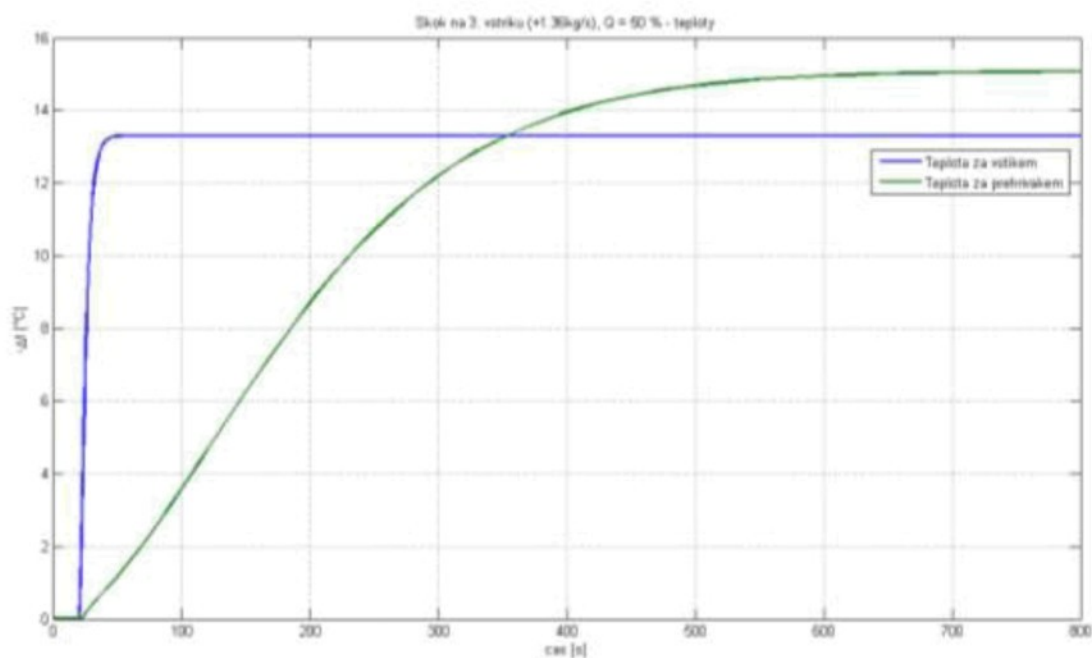
Sledovány byly a jsou i reakce systému na poruchové stavy a způsob, jakým se řídicí obvod s takovými poruchami vyrovná. Na základě konzultací s odborníky z provozu byla sestavena základní sada experimentů:

- Skokové otevření trojcestného ventilu (TRCV) bifluxu o 0,1 na 50% hladině tepelného výkonu
- Skokové otevření trojcestného ventilu (TRCV) bifluxu o 0,1 na 70% hladině tepelného výkonu (obr. 47 až obr. 51)
- Skoková změna průtoku napájecí vody o -20 t/h na 50% hladině tepelného výkonu
- Skoková změna průtoku napájecí vody o -20 t/h na 70% hladině tepelného výkonu (obr. 52 až obr. 57)
- Skoková změna průtoku napájecí vody o -20 t/h na 100% hladině tepelného výkonu (obr. 58 až obr. 63)

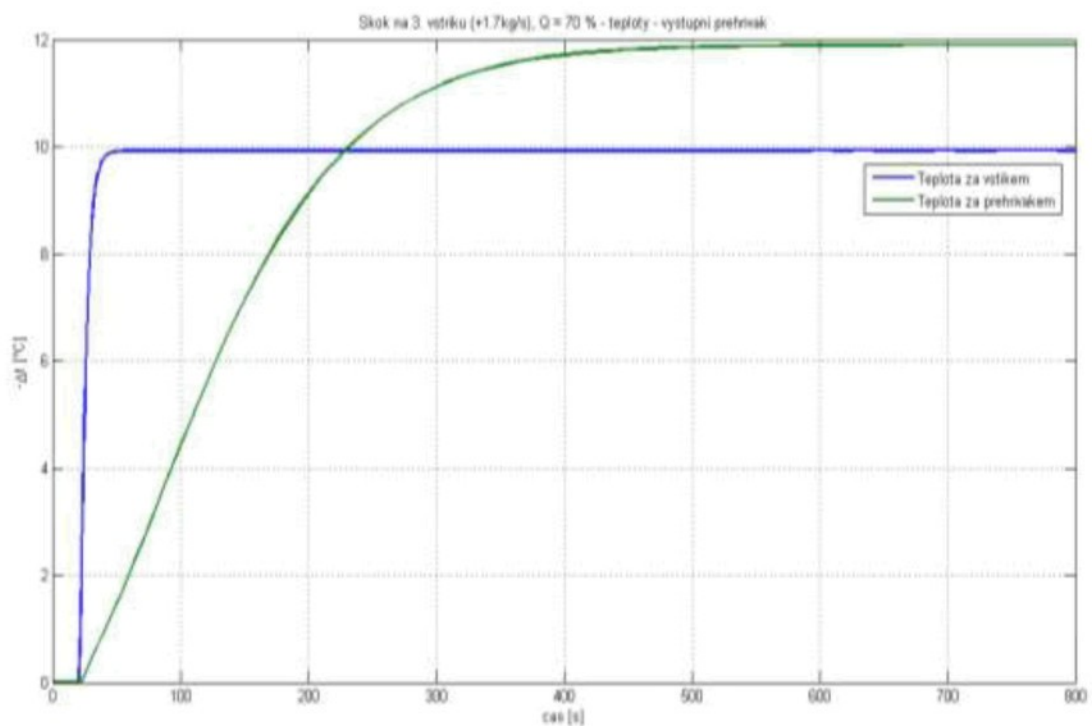
Uvedené grafy zobrazují opět simulačně zjištěné průběhy teplot v VT i ST části, průtoky vstřikovacími ventily ve VT části, polohy ventilů v ST části a detailní náhled na

průběhy teplot ST i VT páry vystupující z kotle. V případě změn průtoku je ještě navíc zobrazen graf s průběhy teplot v neregulované VT části, a to vždy za ekonomizérem, za přechodníkem a před vstupem do vysokotlaké části bifluxu (za přehřívákem 2).

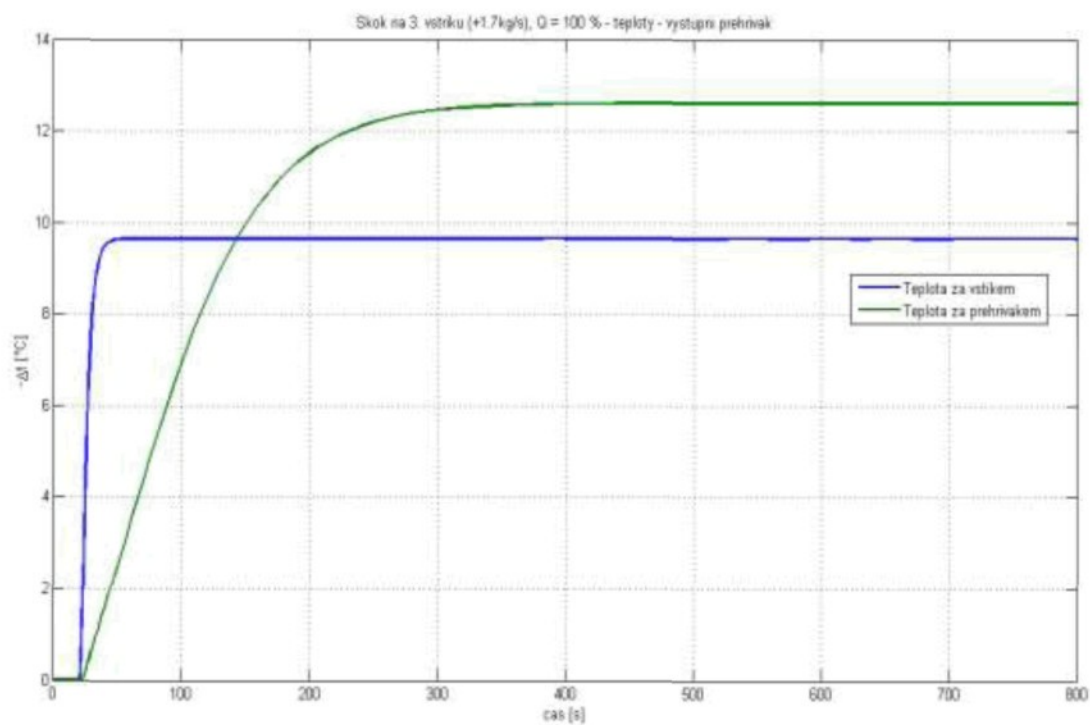
Dynamika soustavy



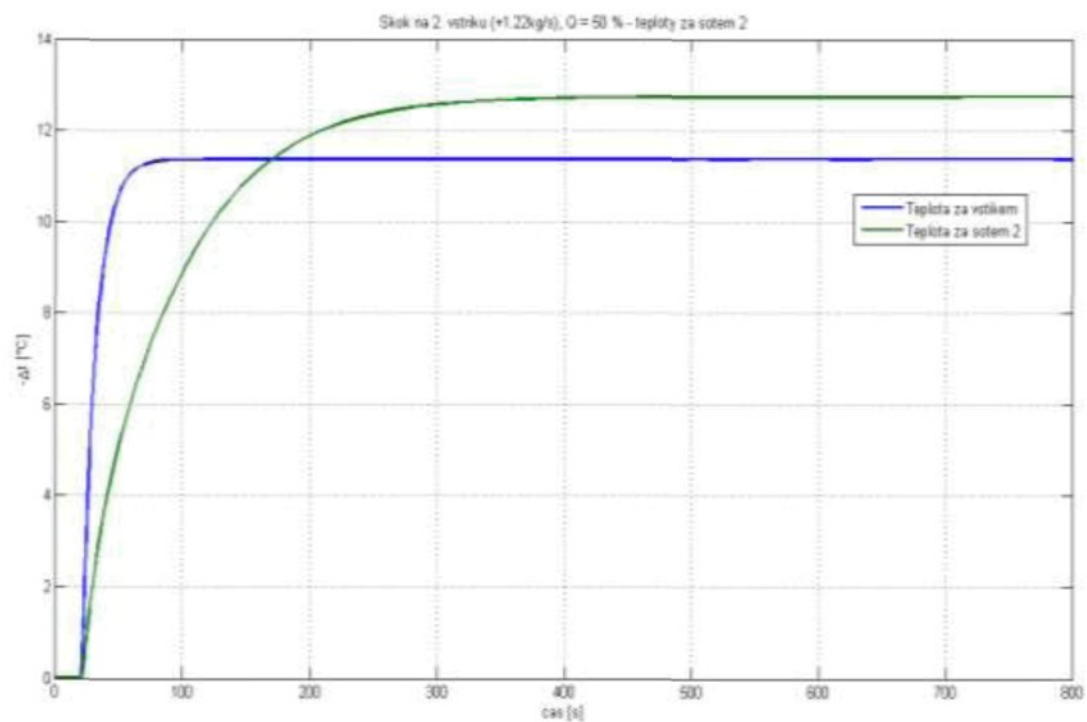
Obr. 1: Skoková změna na 3. vstřiku, výkonová hladina 50%, teplota za výstupním přehřívákem



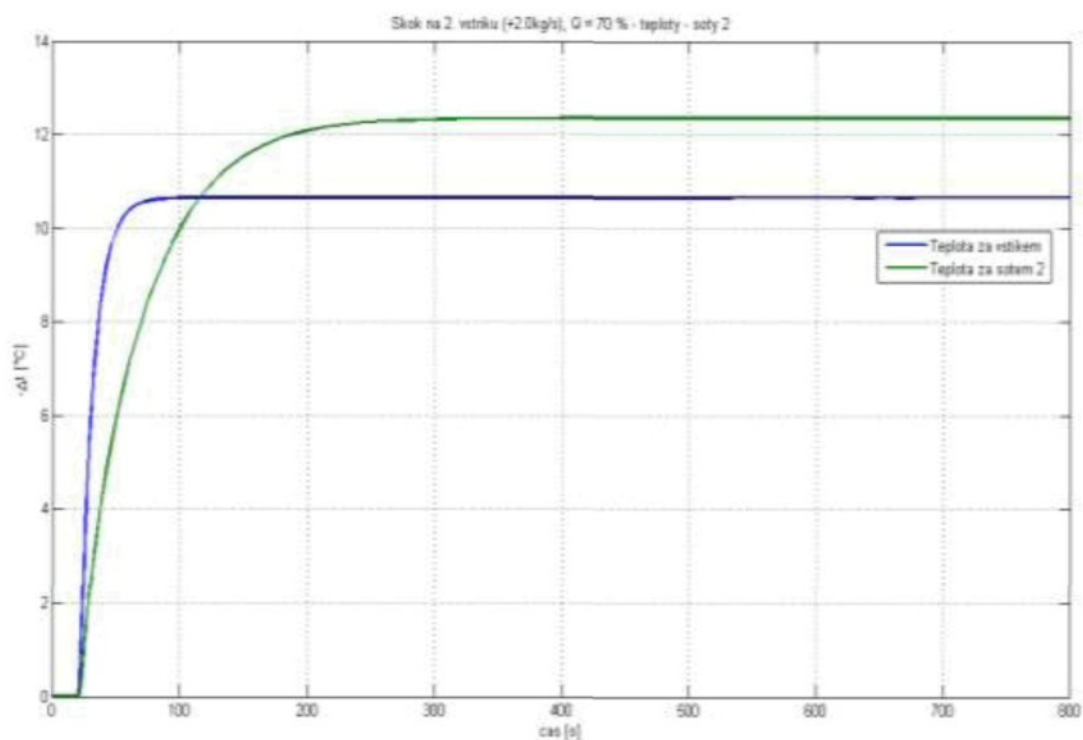
Obr. 2: Skoková změna na 3. vstřiku, výkonová hladina 70%, teplota za výstupním přehřívákem



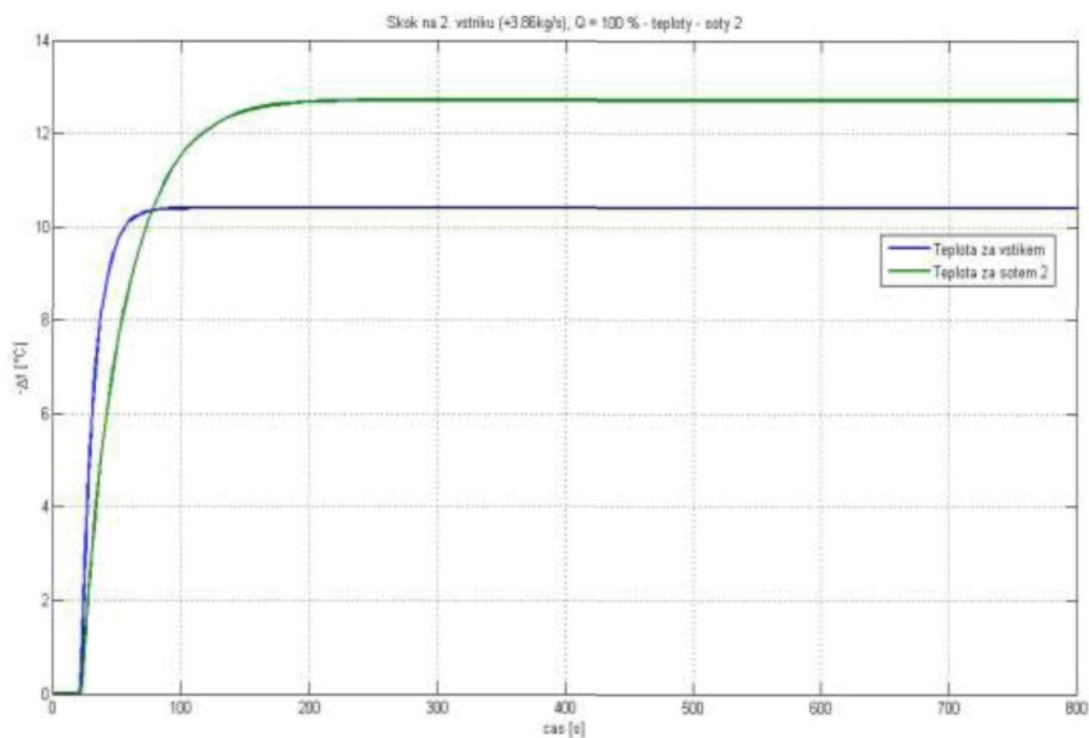
Obr. 3: Skoková změna na 3. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za výstupním přehřívákem



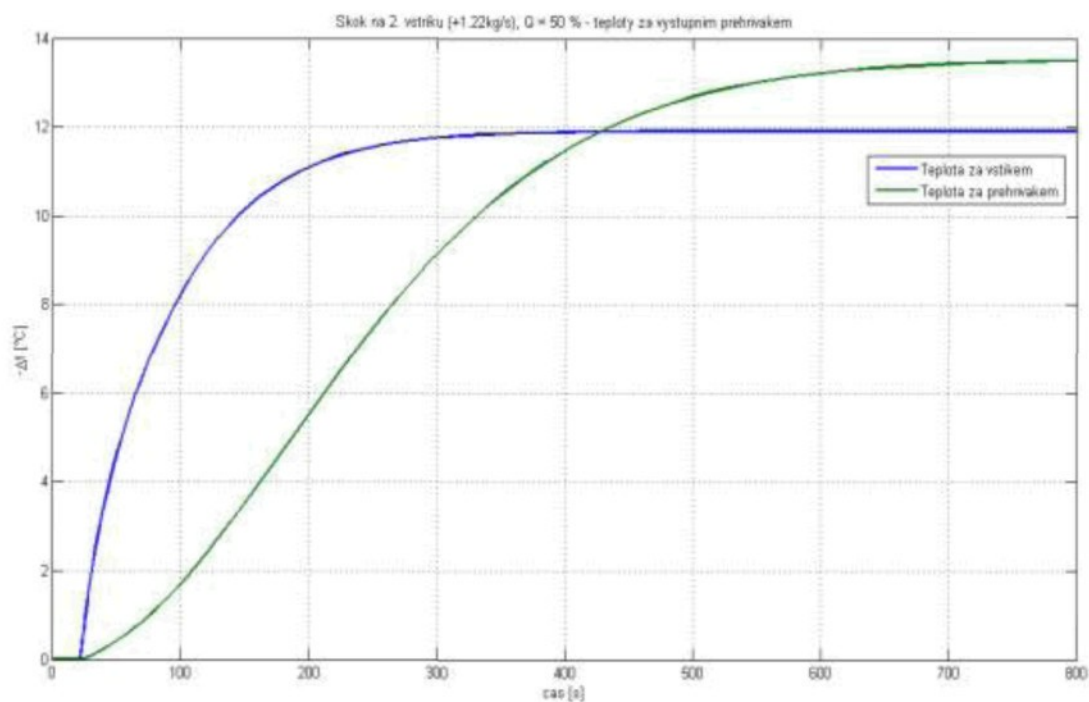
Obr. 4: Skoková změna na 2. vstřiku, výkonová hladina 50%, teplota za šoty II



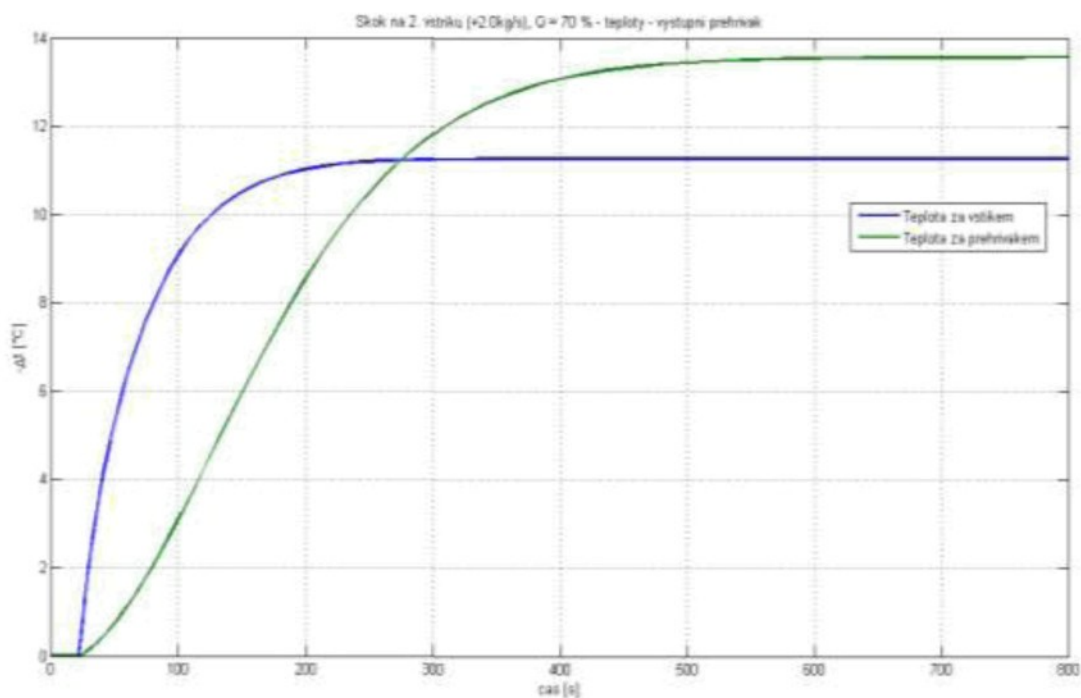
Obr. 5: Skoková změna na 2. vstřiku, výkonová hladina 70%, teplota za šoty II



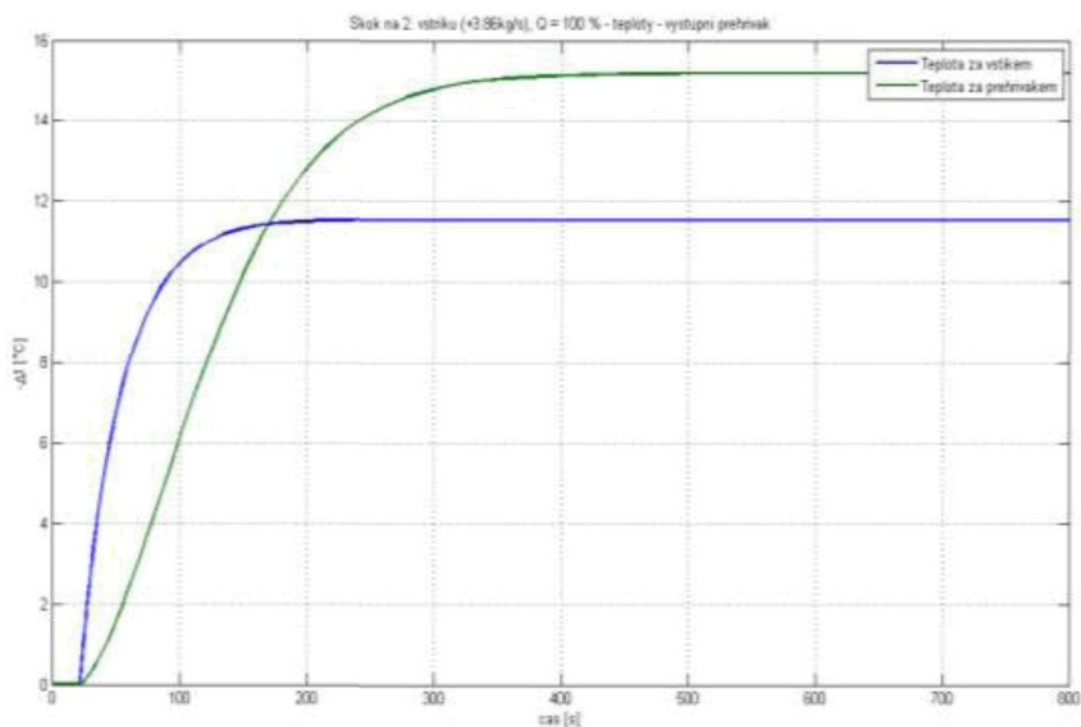
Obr. 6: Skoková změna na 2. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za šoty II



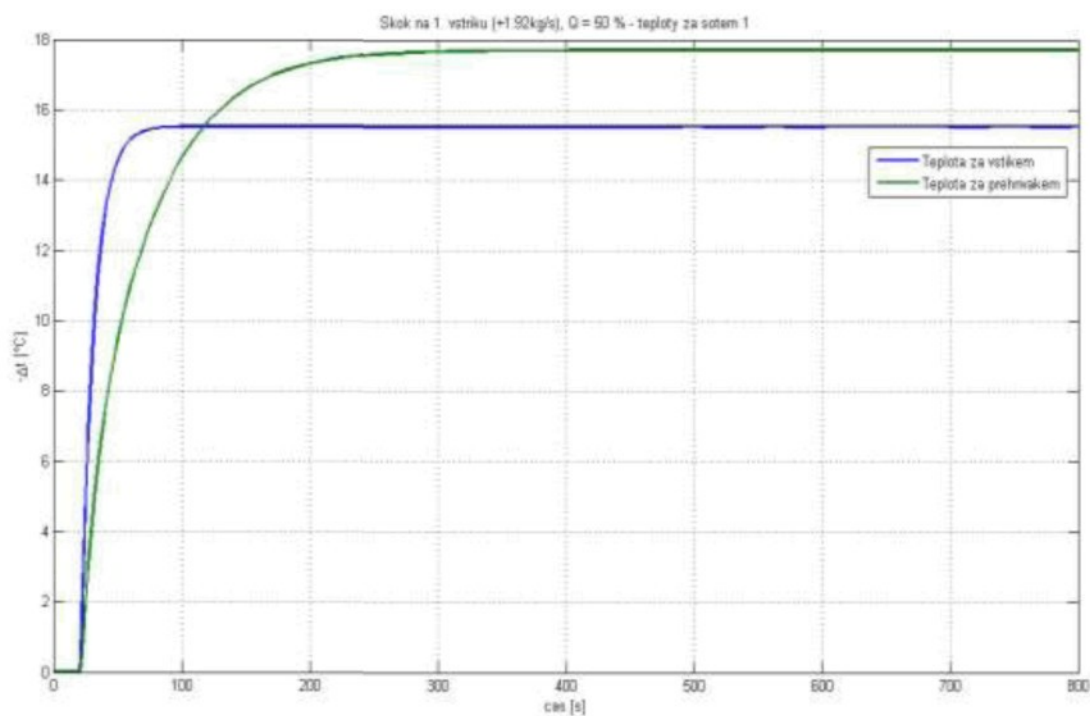
Obr. 7: Skoková změna na 2. vstříku, výkonová hladina 50%, teplota za výstupním přehřívákem



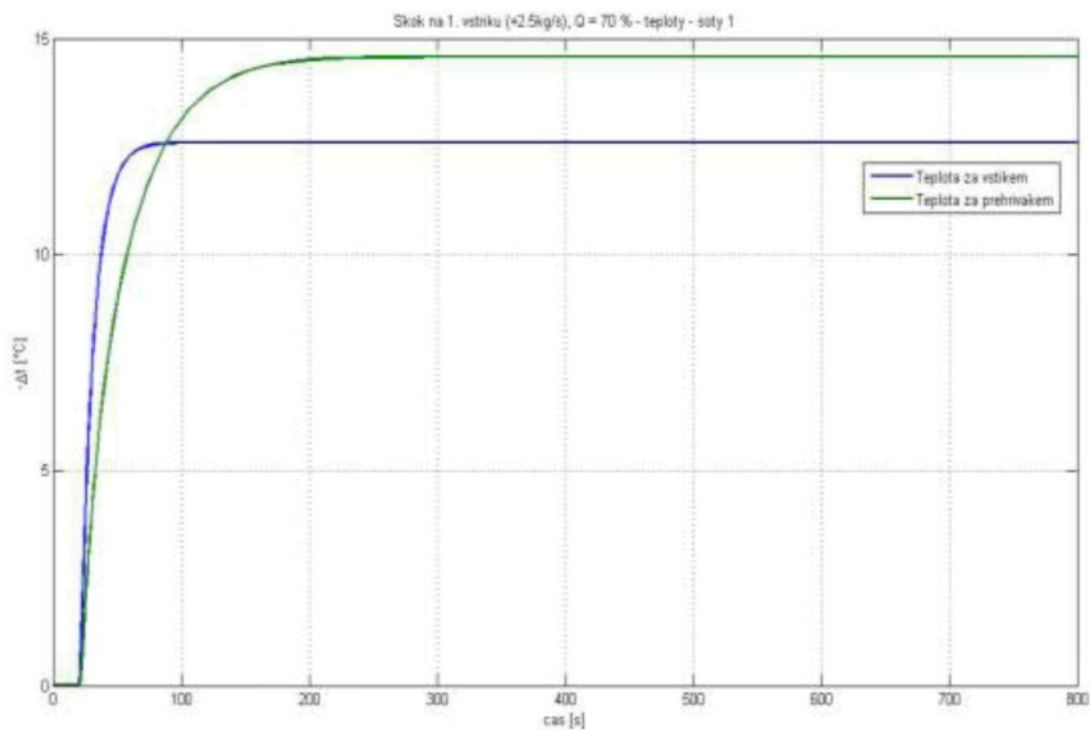
Obr. 8: Skoková změna na 2. vstříku, výkonová hladina 70%, teplota za výstupním přehřívákem



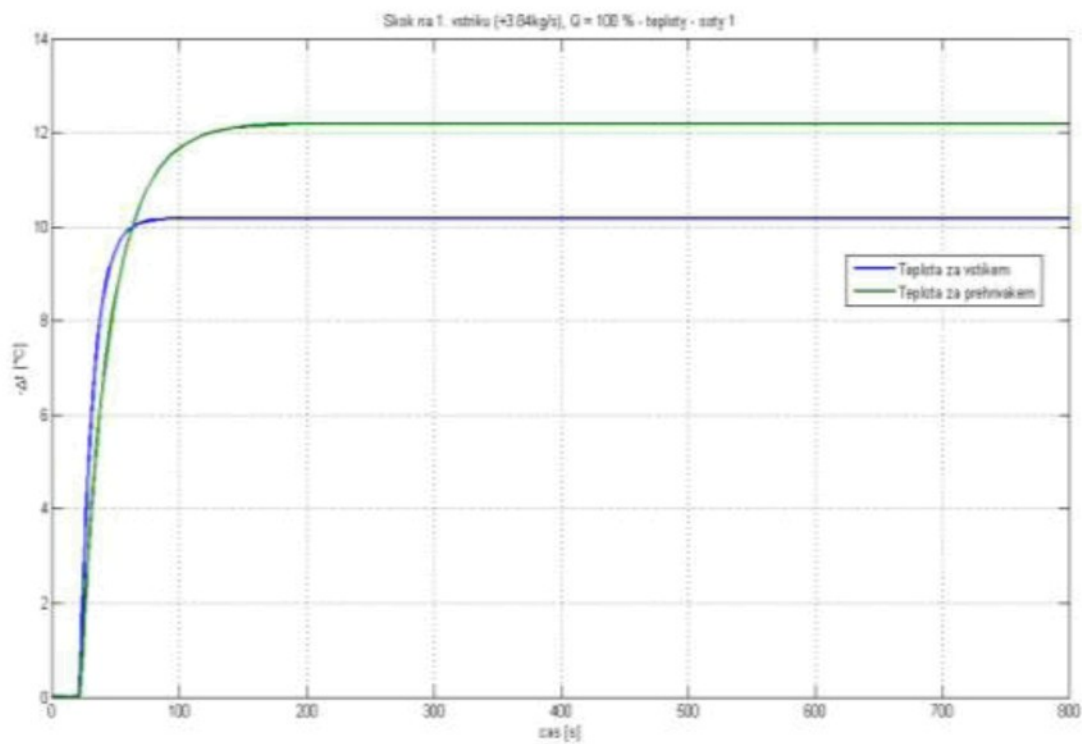
Obr. 9: Skoková změna na 2. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za výstupním přehřívákem



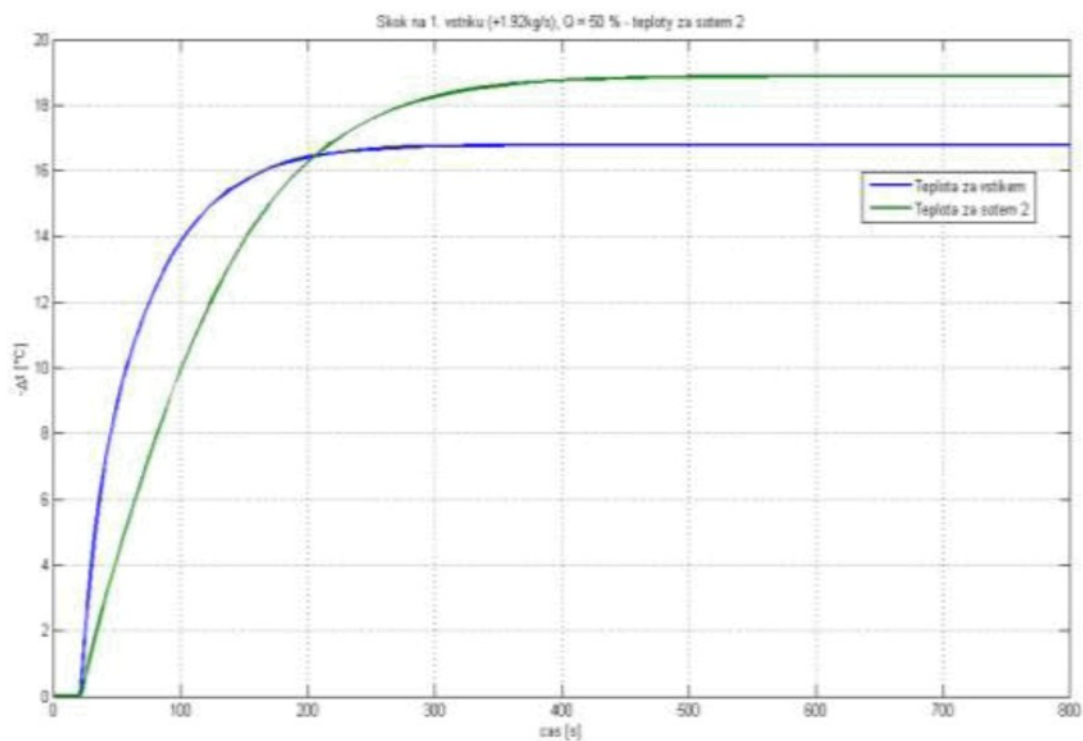
Obr. 10: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 50%, teplota za šoty I



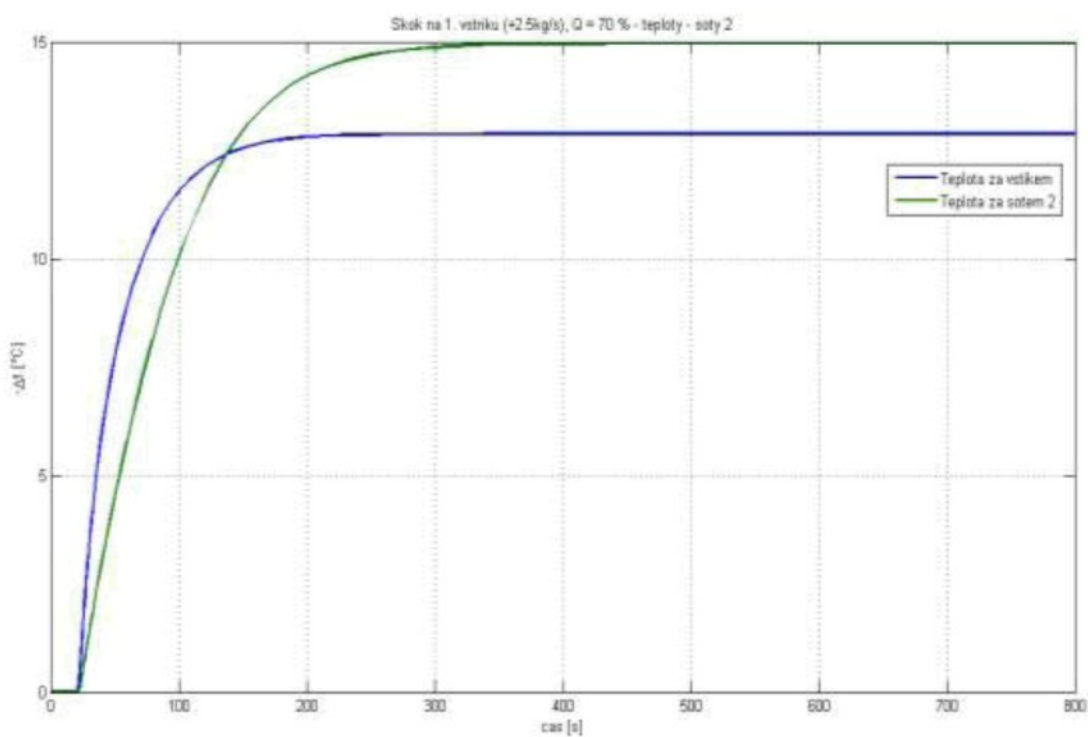
Obr. 11: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 70%, teplota za šoty I



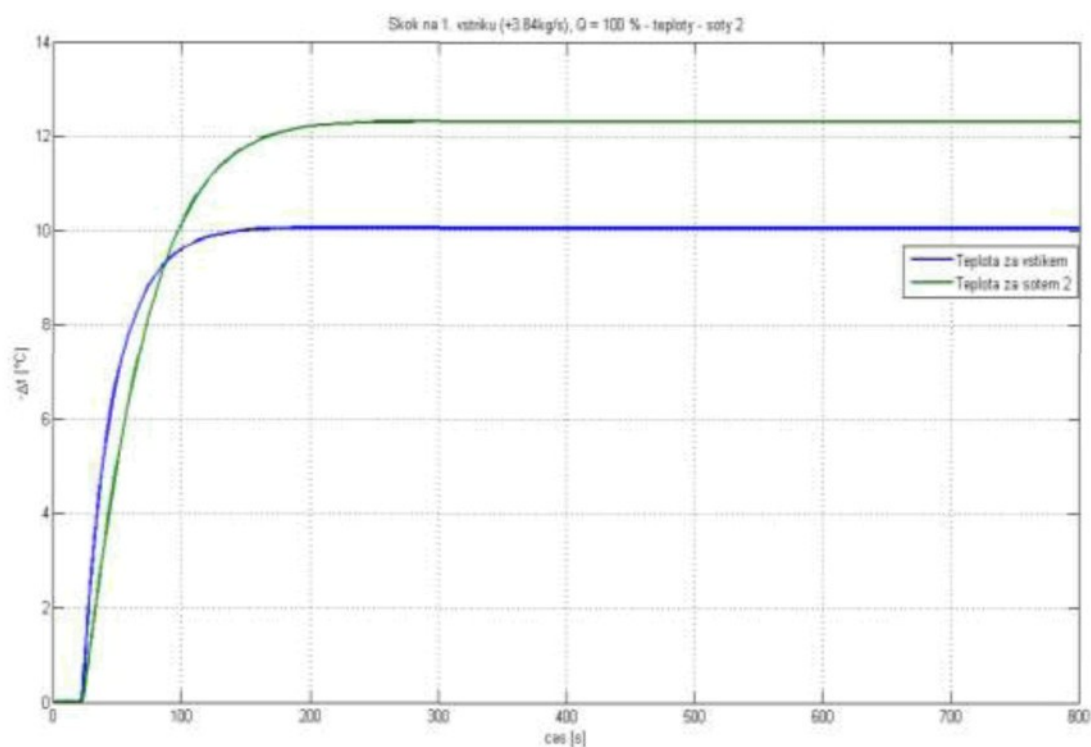
Obr. 12: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za šoty I



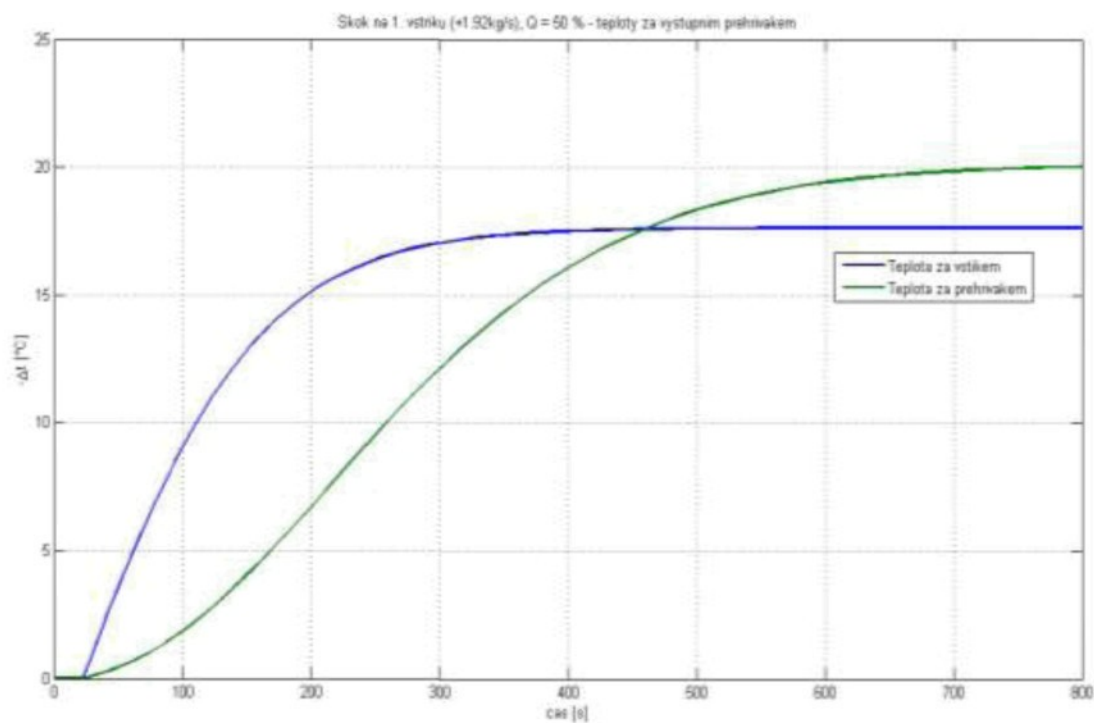
Obr. 13: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 50%, teplota za šoty II



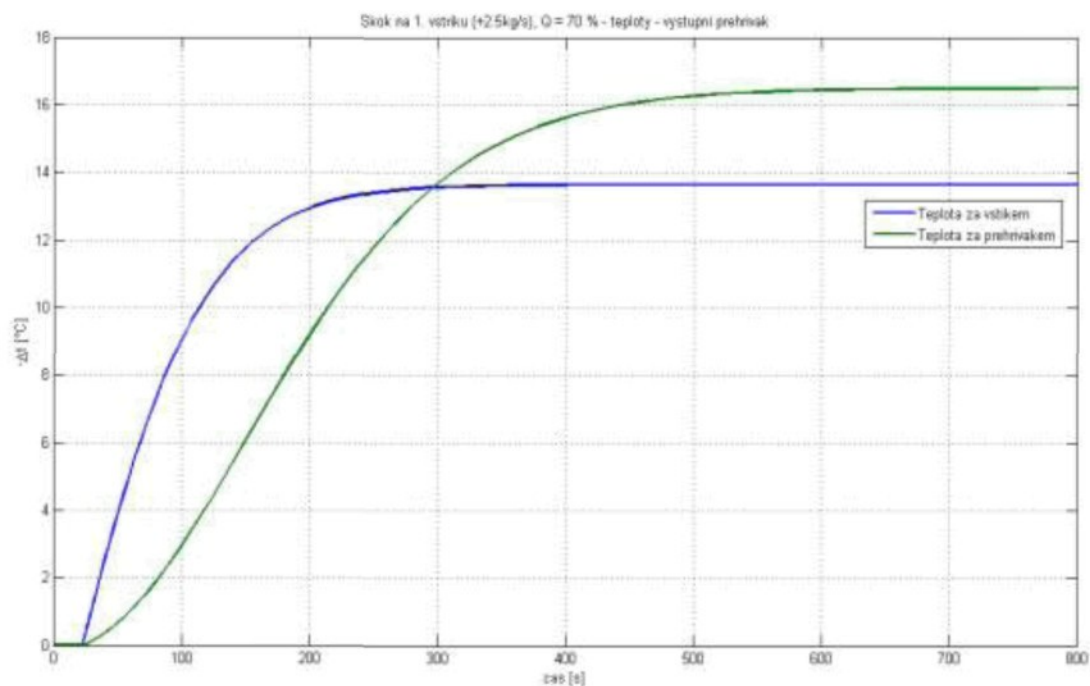
Obr. 14: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 70%, teplota za šoty II



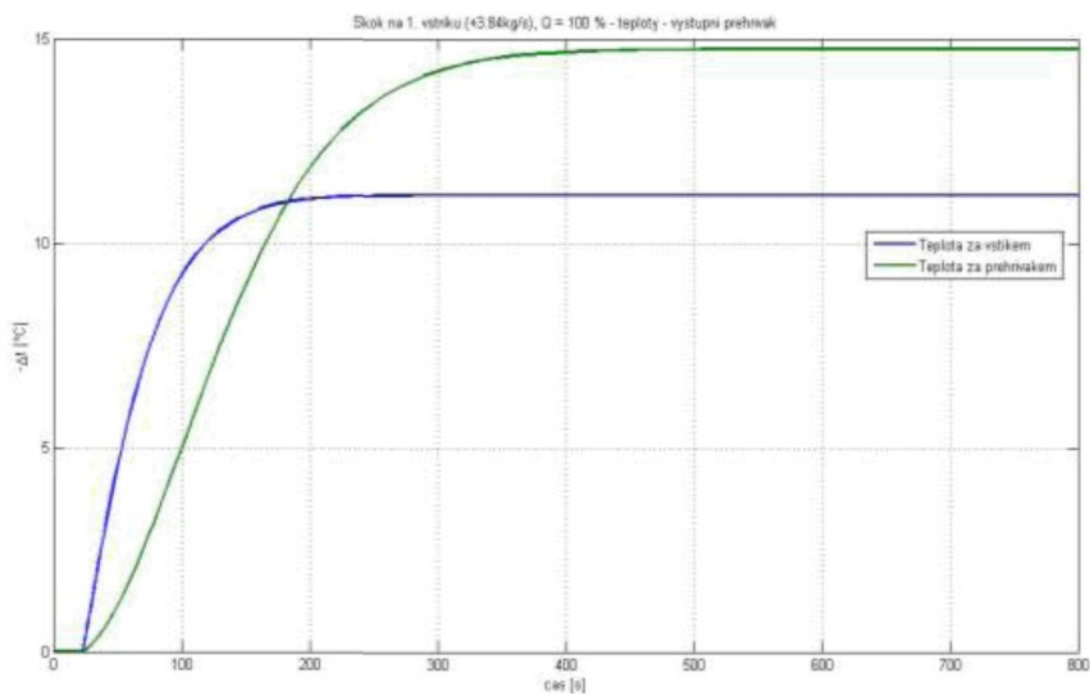
Obr. 15: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za šoty II



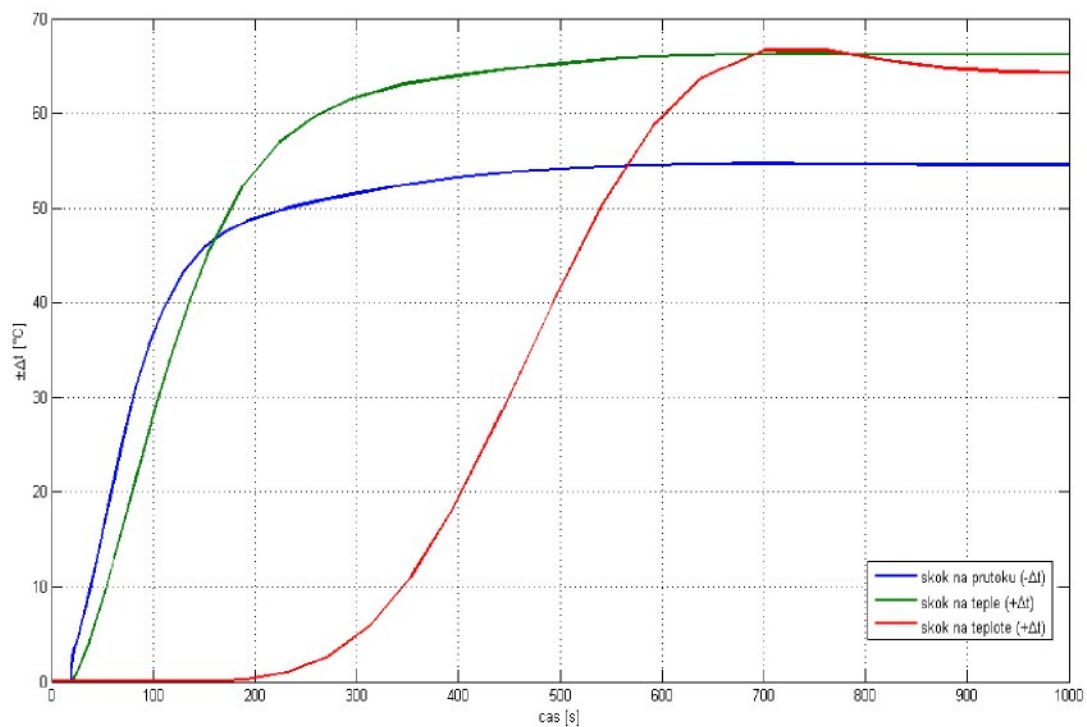
Obr. 16: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 50%, teplota za výstupním přehřívákem



Obr. 17: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 70%, teplota za výstupním přehřívákem

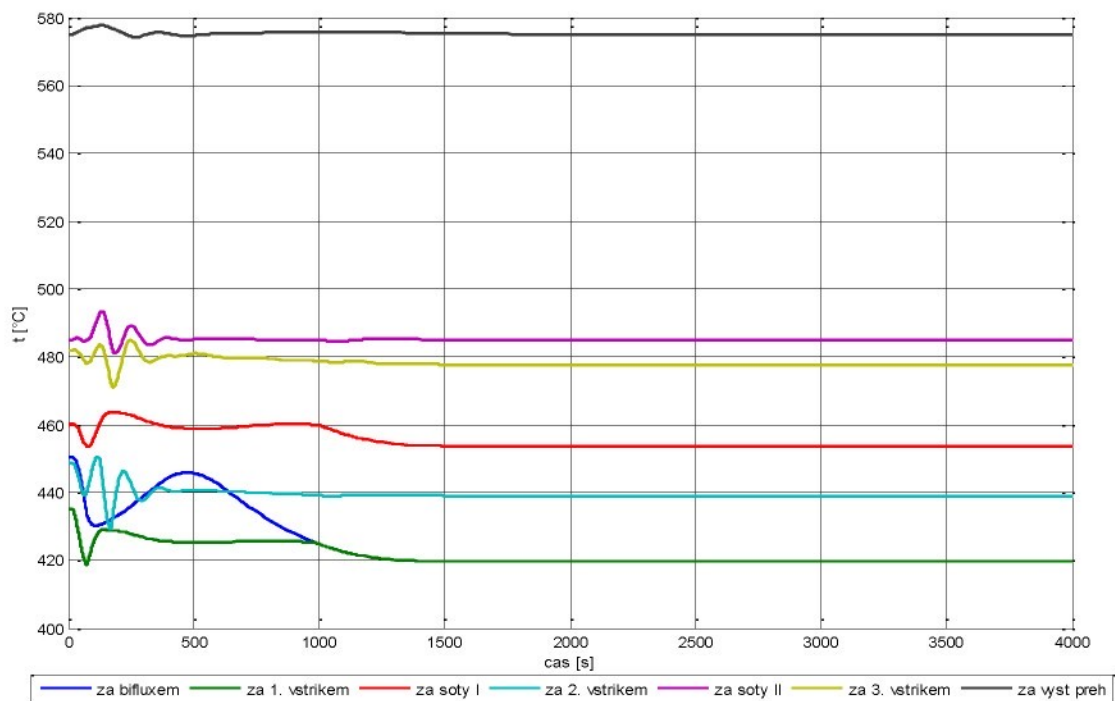


Obr. 18: Skoková změna na 1. vstřiku, výkonová hladina 100%, teplota za výstupním přehřívákem

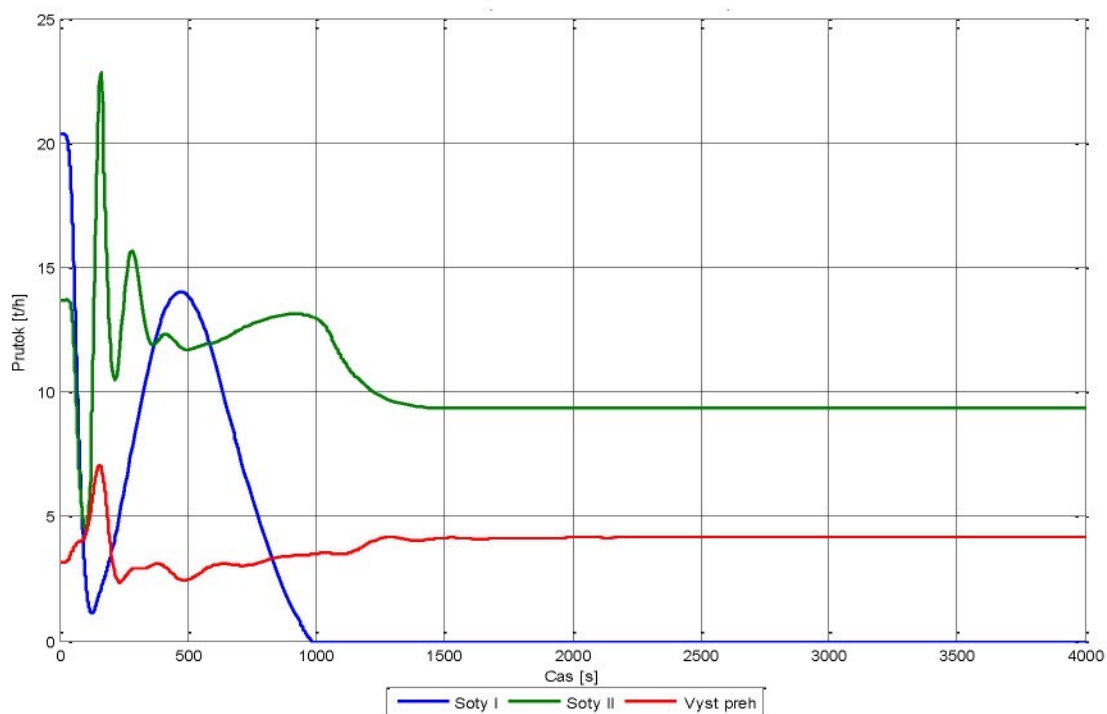


Obr. 19: Reakce celé neregulované části (teplota za přehřívákem II) na skokové změny jednotlivých vstupních veličin při výkonové hladině 70 %

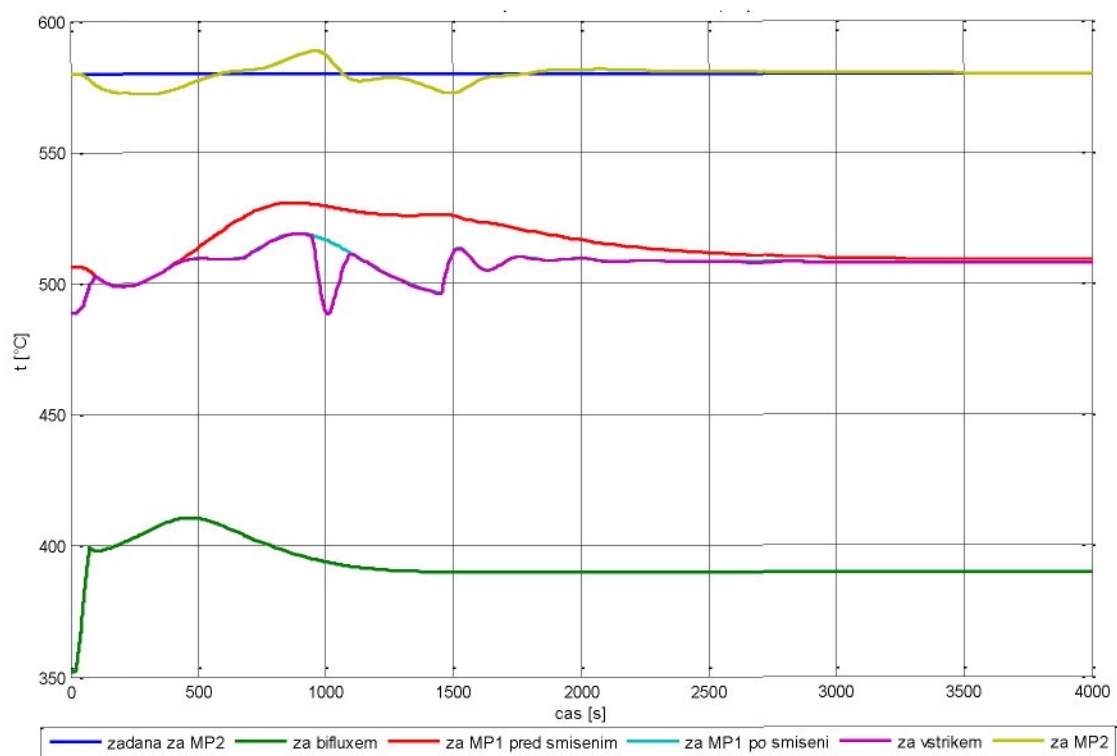
Reakce řídicího obvodu při provozních změnách



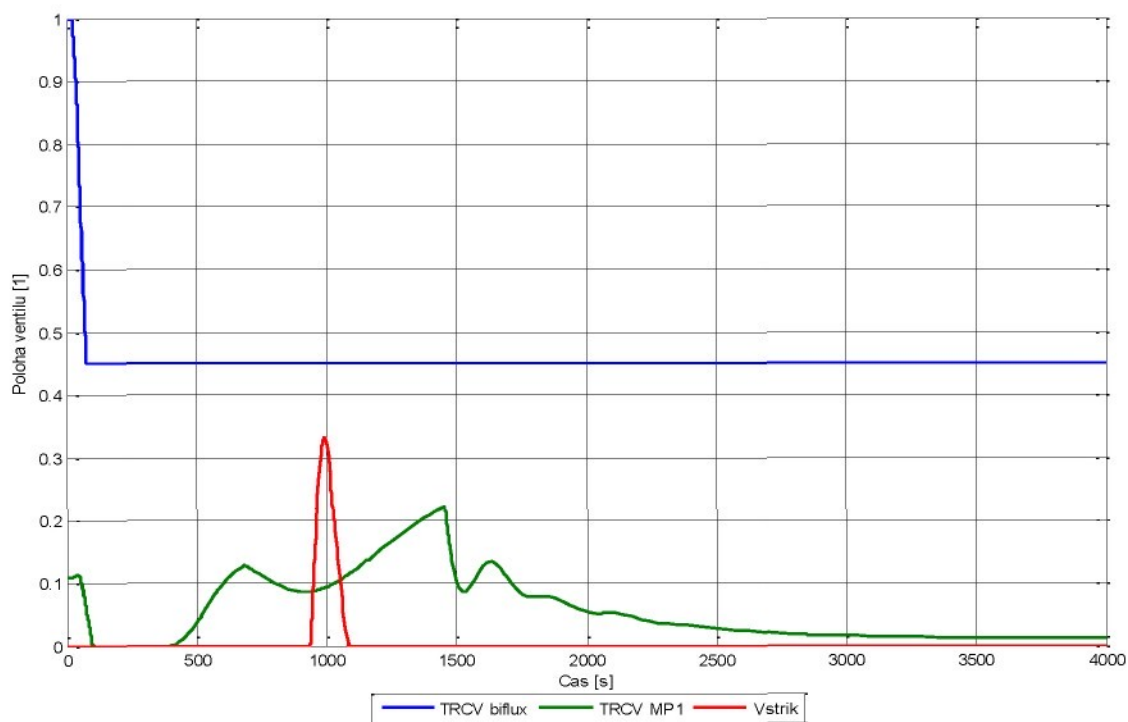
Obr. 20: Teplota VT při skokové změně výkonové hladiny 100 % - 70 %



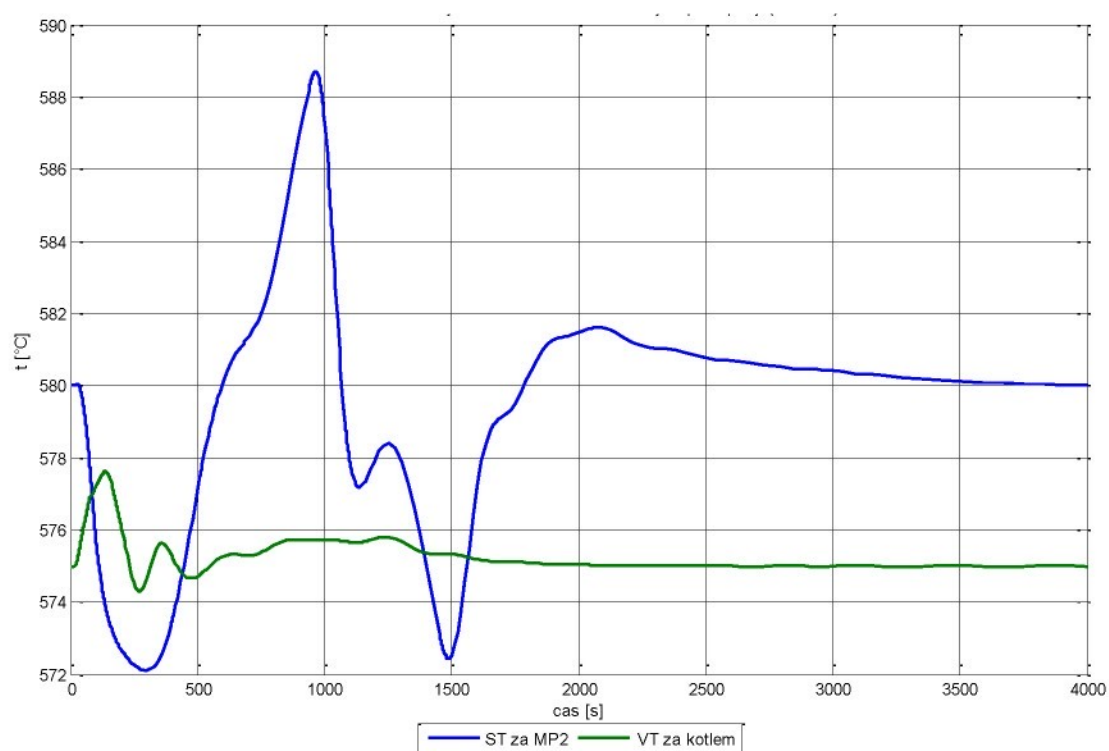
Obr. 21: Průtok VT vstříky při skokové změně výkonové hladiny 100 % - 70 %



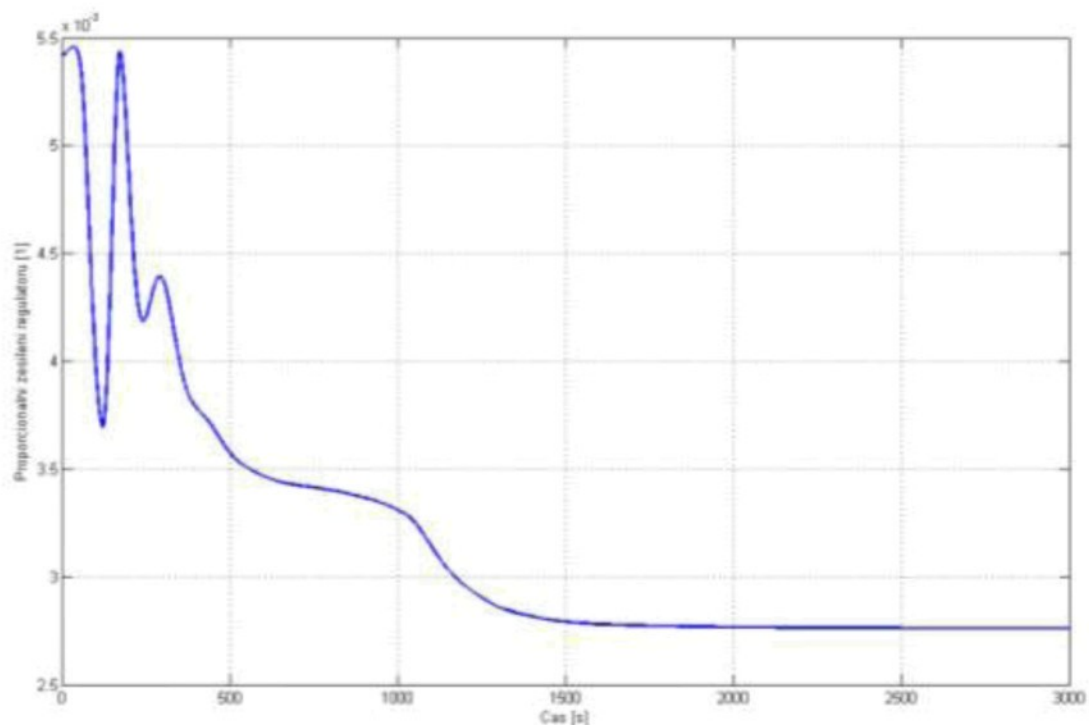
Obr. 22: Teploty ST páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 70 %



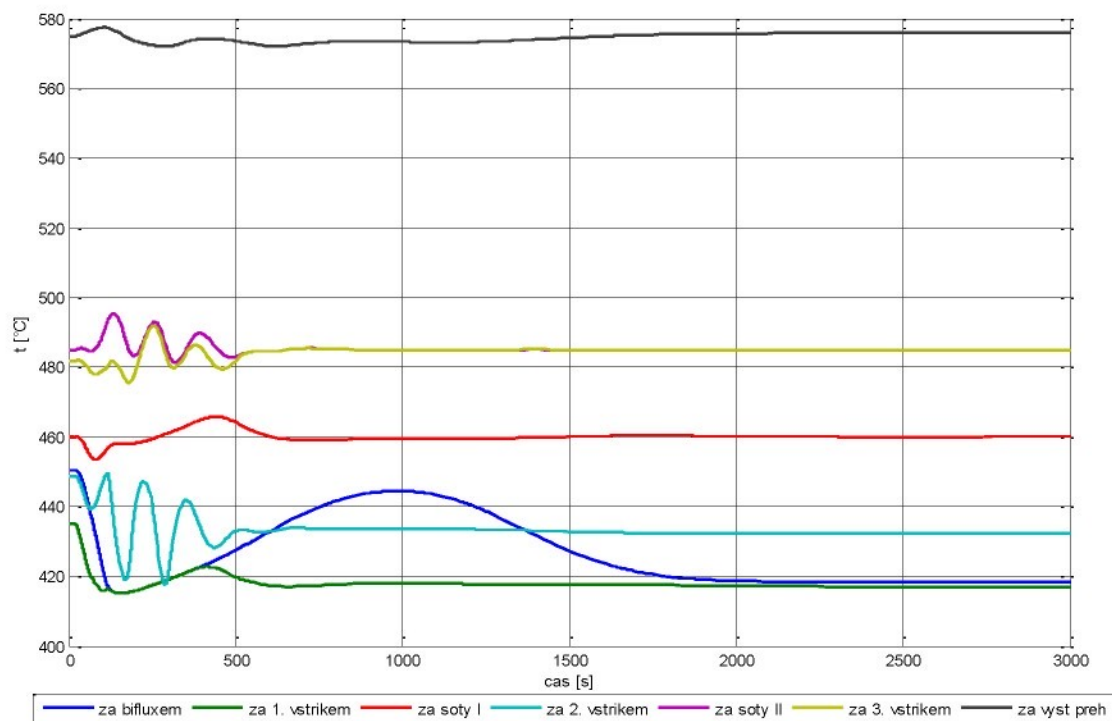
Obr. 23: Poloha akčních orgánů ST páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 70 %



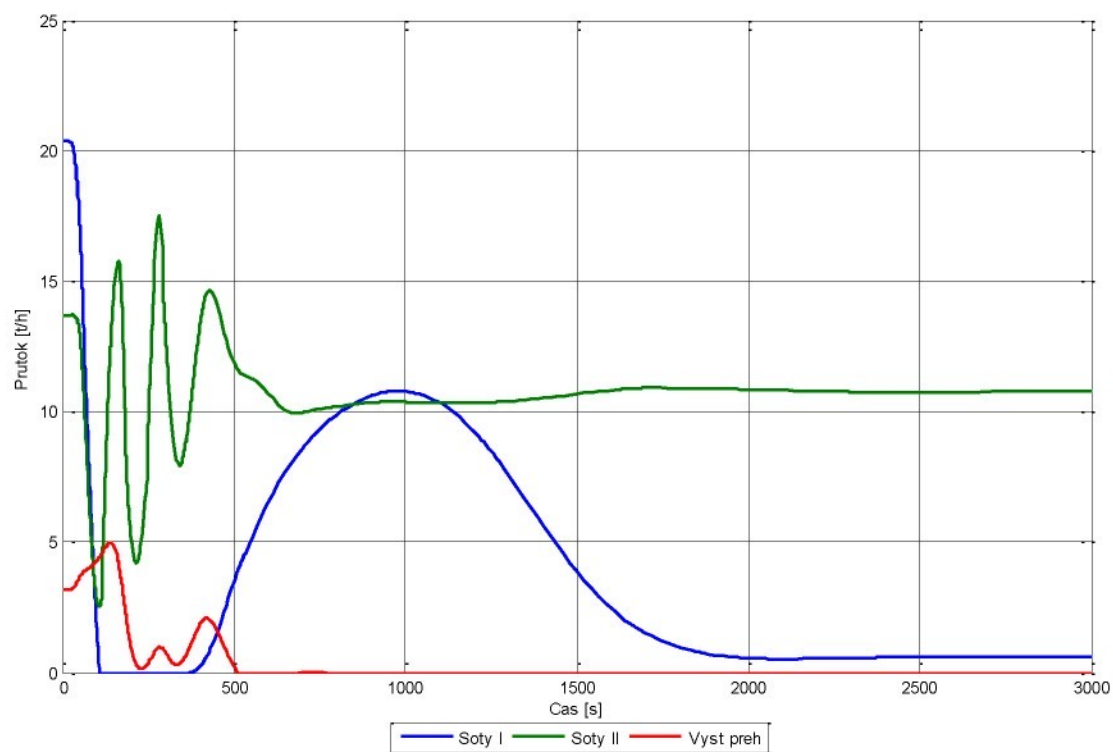
Obr. 24: Detail výstupních teplot ST a VT páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 70 %



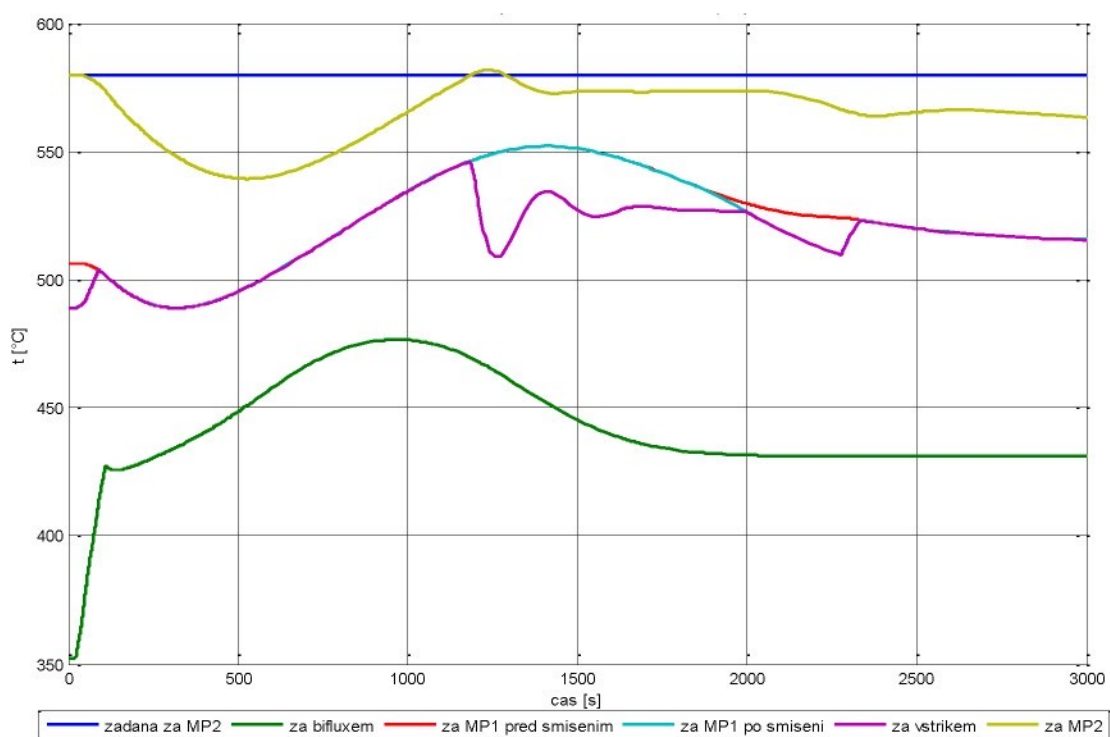
Obr. 25: Průběh velikosti proporcionálního zesílení na regulátoru velké smyčky u šotů II, skoková změna hladiny tepelného výkonu 100 % - 70 %



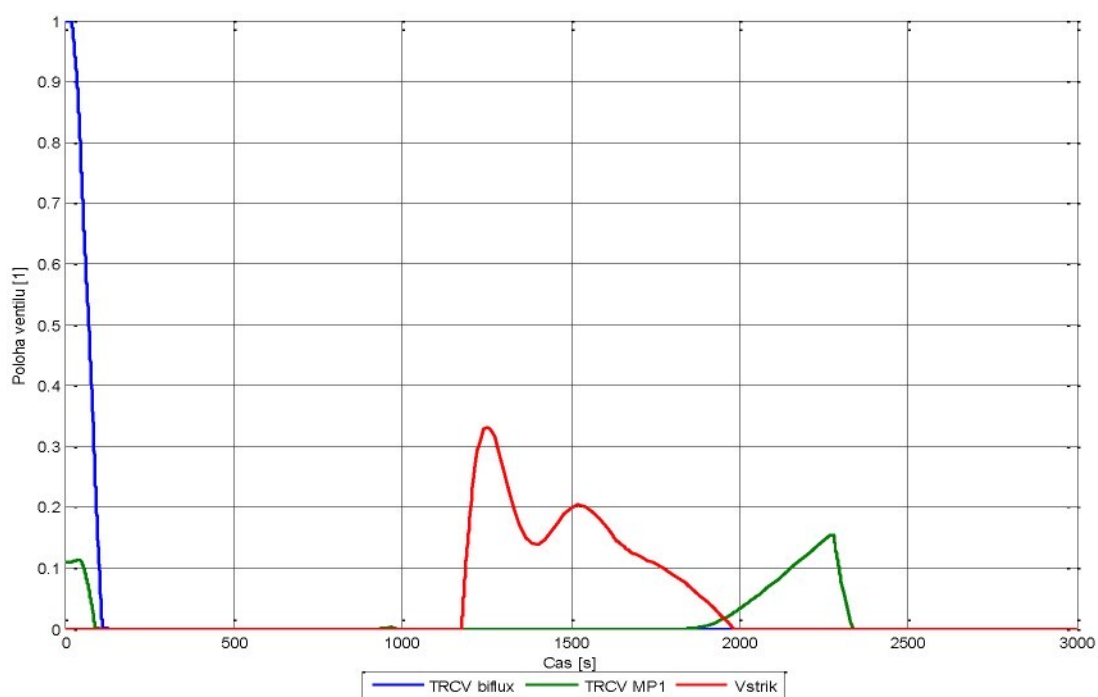
Obr. 26: Teploty VT páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 50 %



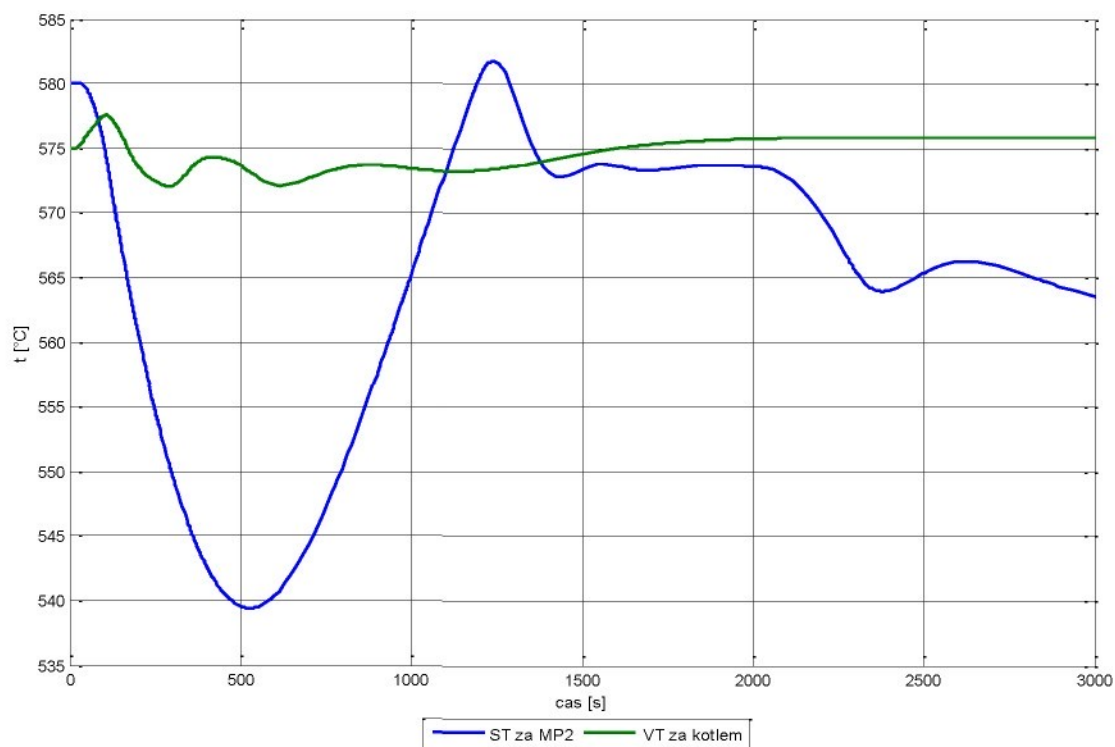
Obr. 27: Průtok VT vstříky při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 50 %



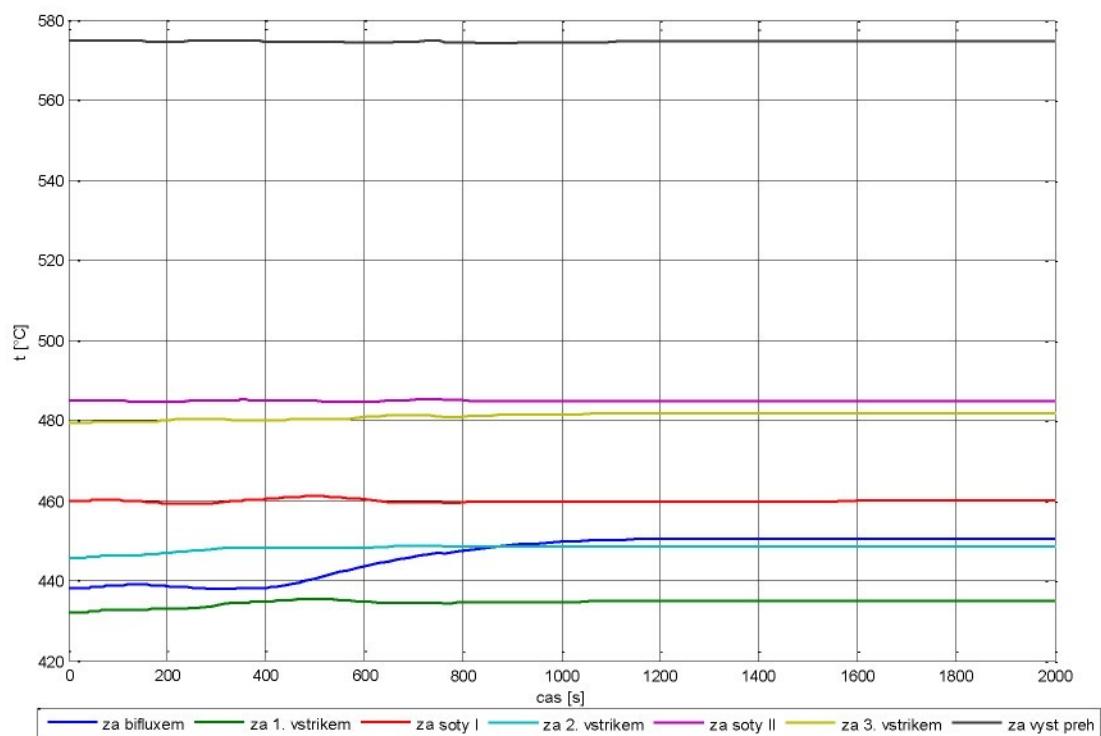
Obr. 28: Teploty ST páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 50 %



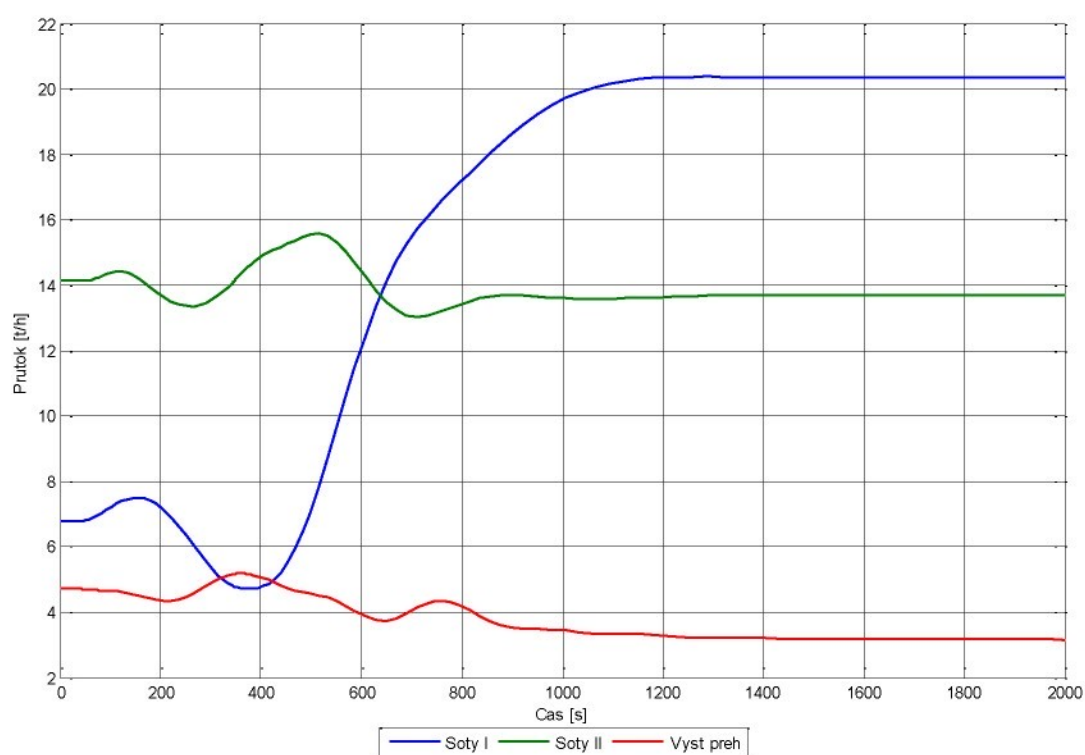
Obr. 29: Poloha akčních orgánů ST páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 50 %



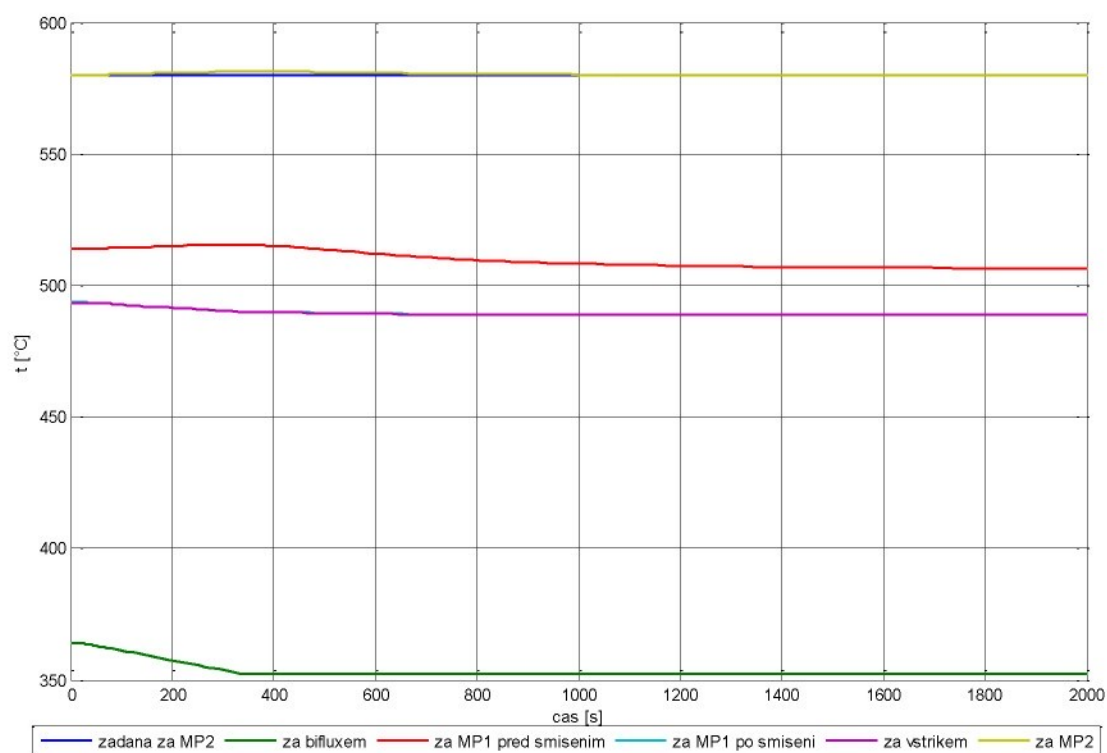
Obr. 30: Detail výstupních teplot ST a VT páry při skokové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 50 %



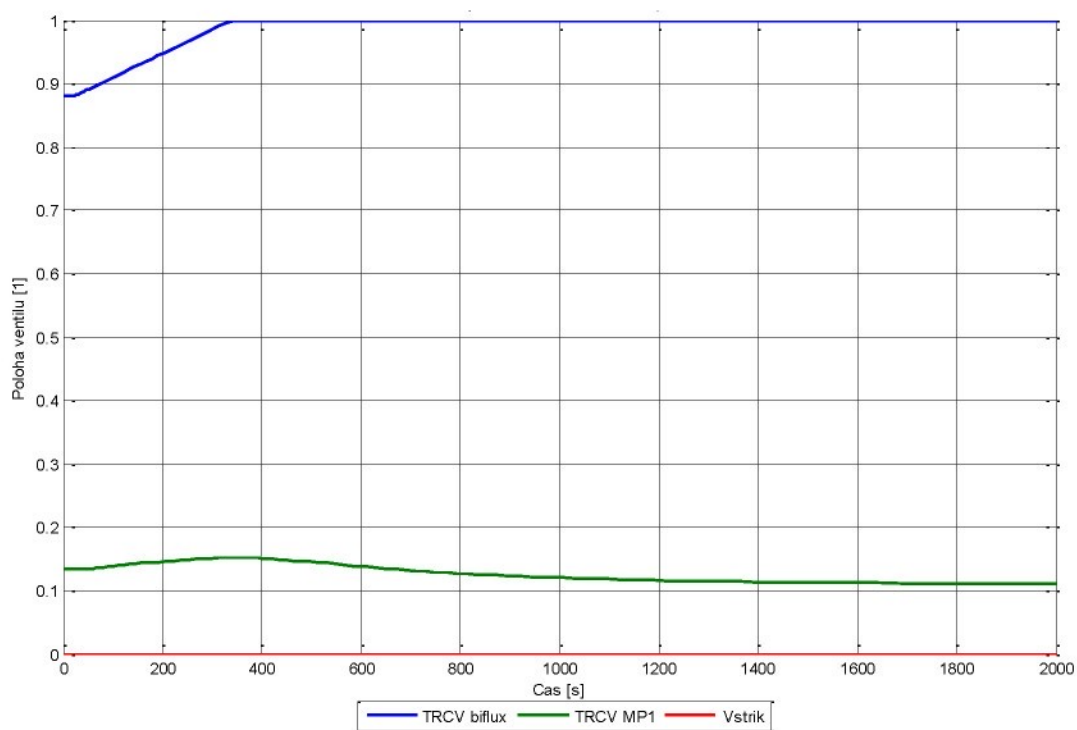
Obr. 31: Teploty VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 90 % - 100 %



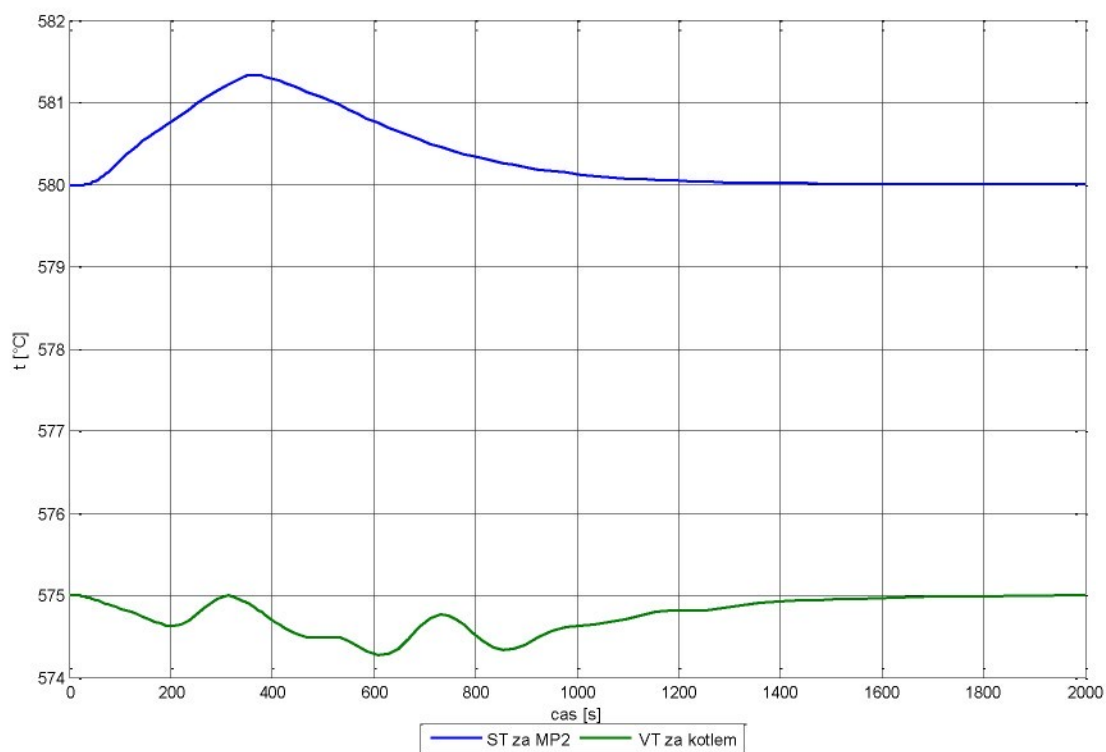
Obr. 32: Průtok VT vstříky při trendové změně hladiny tepelného výkonu 90 % - 100 %



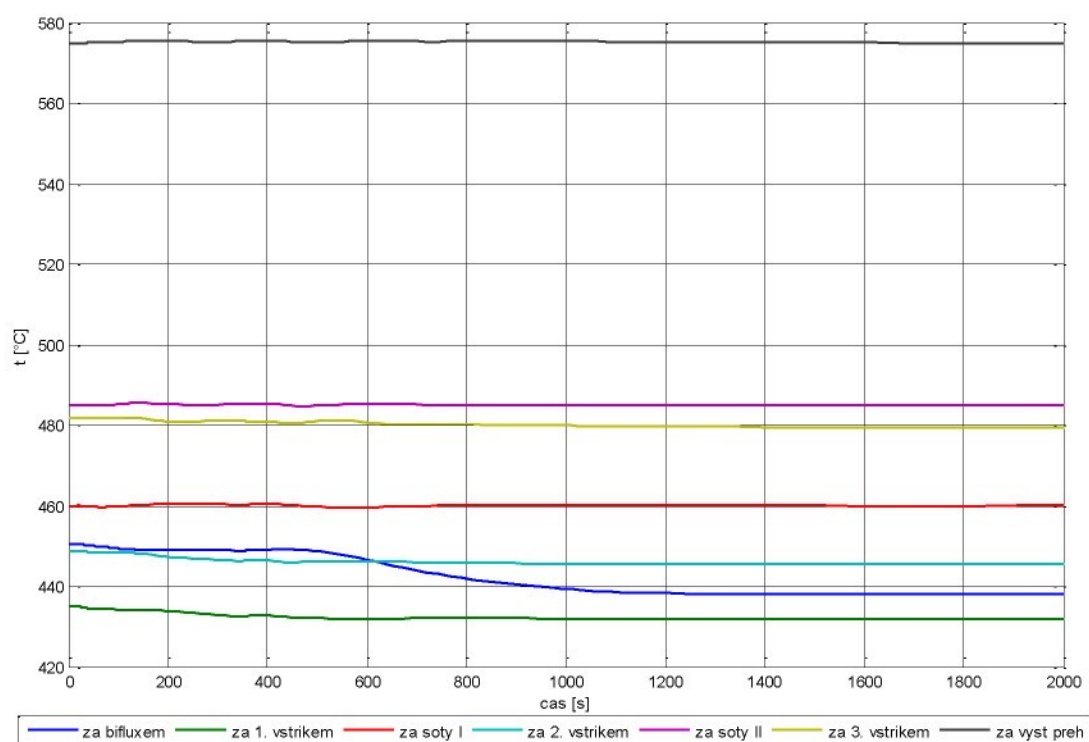
Obr. 33: Teploty ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 90 % - 100 %



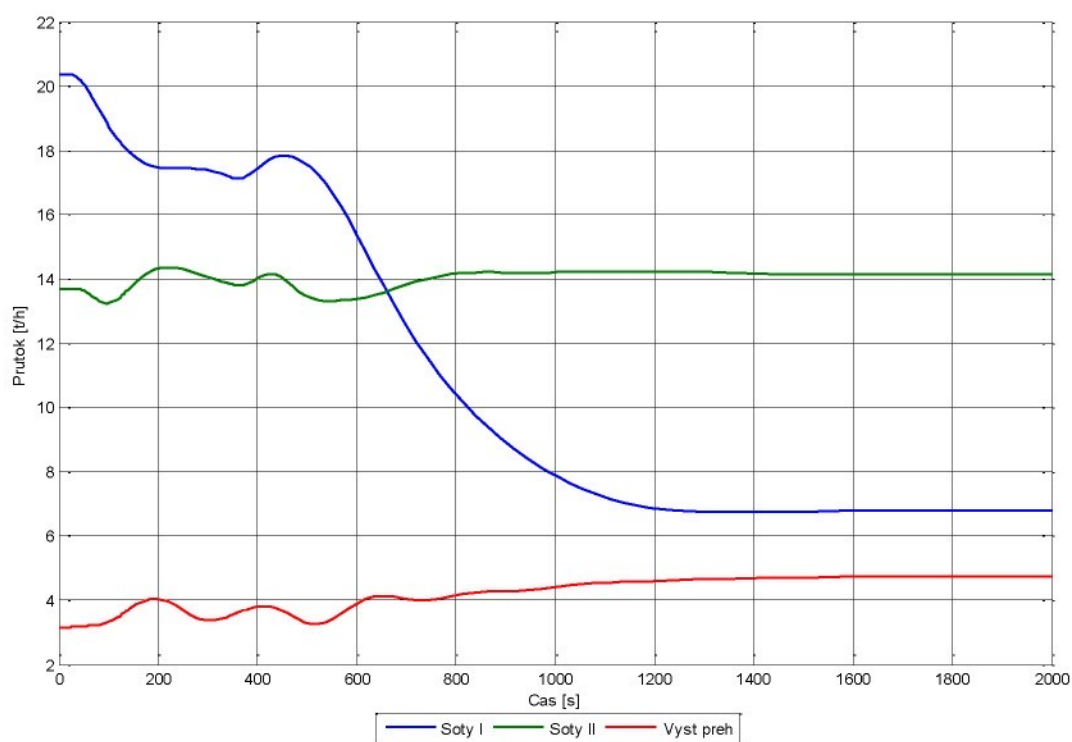
Obr. 34: Poloha akčních orgánů ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 90 % - 100 %



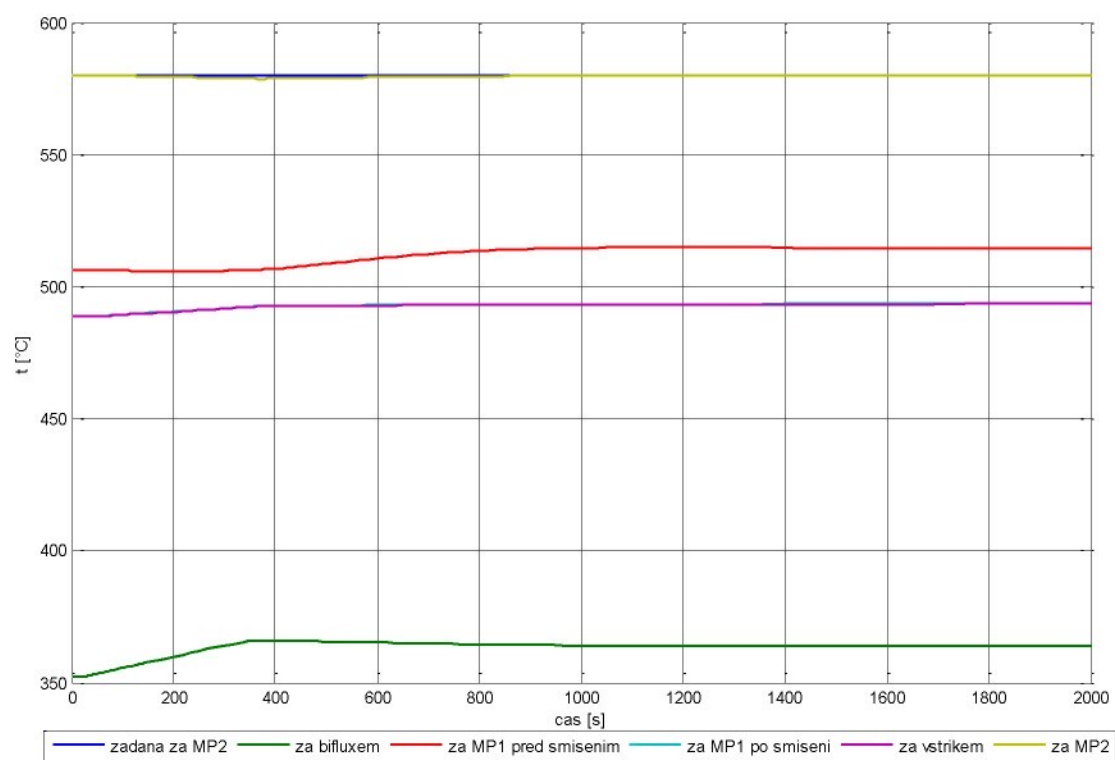
Obr. 35: Detail výstupních teplot ST a VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 90 % - 100 %



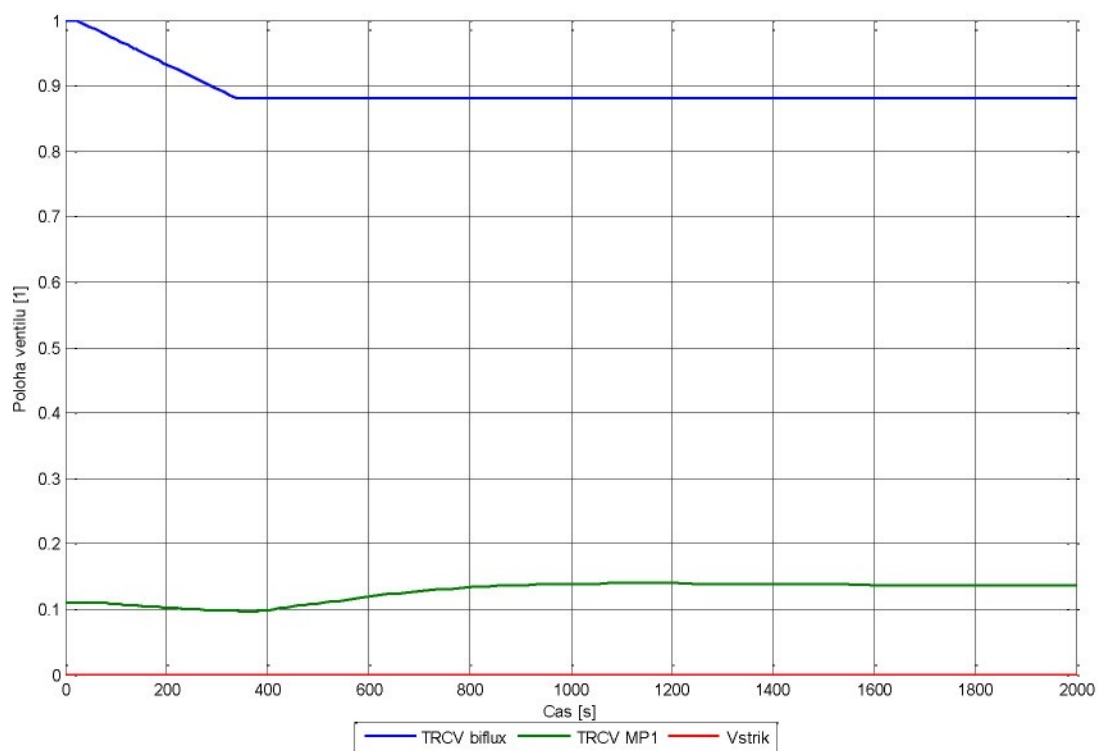
Obr. 36: Teploty VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 90 %



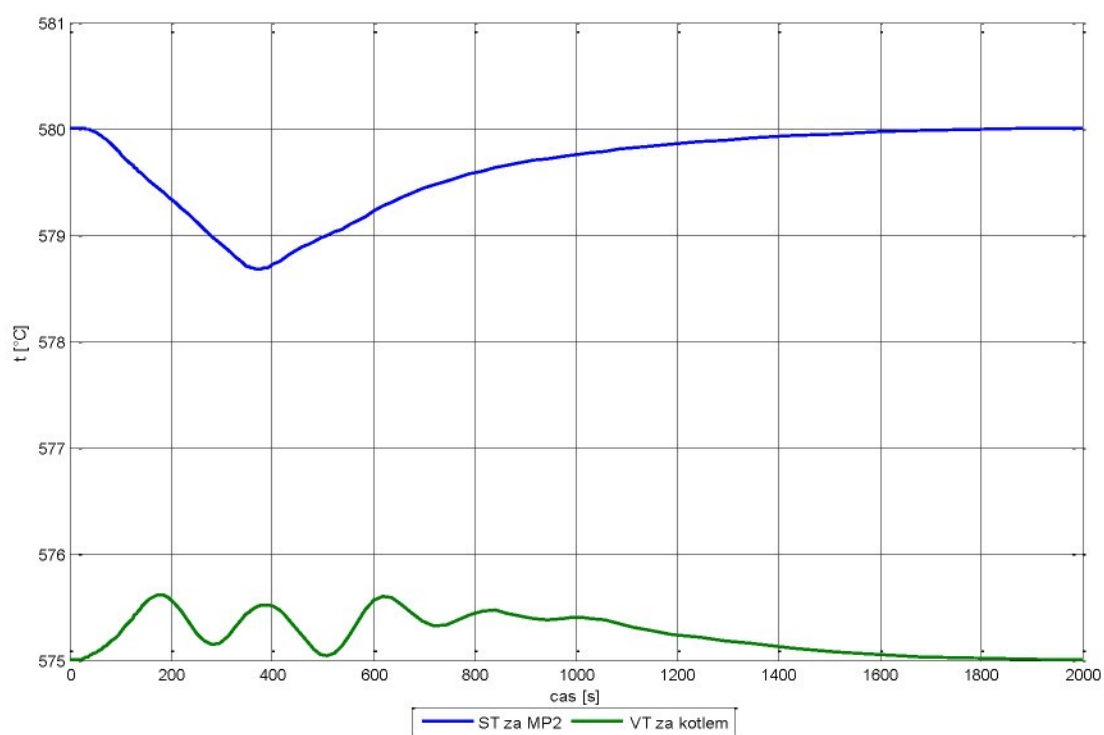
Obr. 37: Průtok VT vstříky při trendové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 90 %



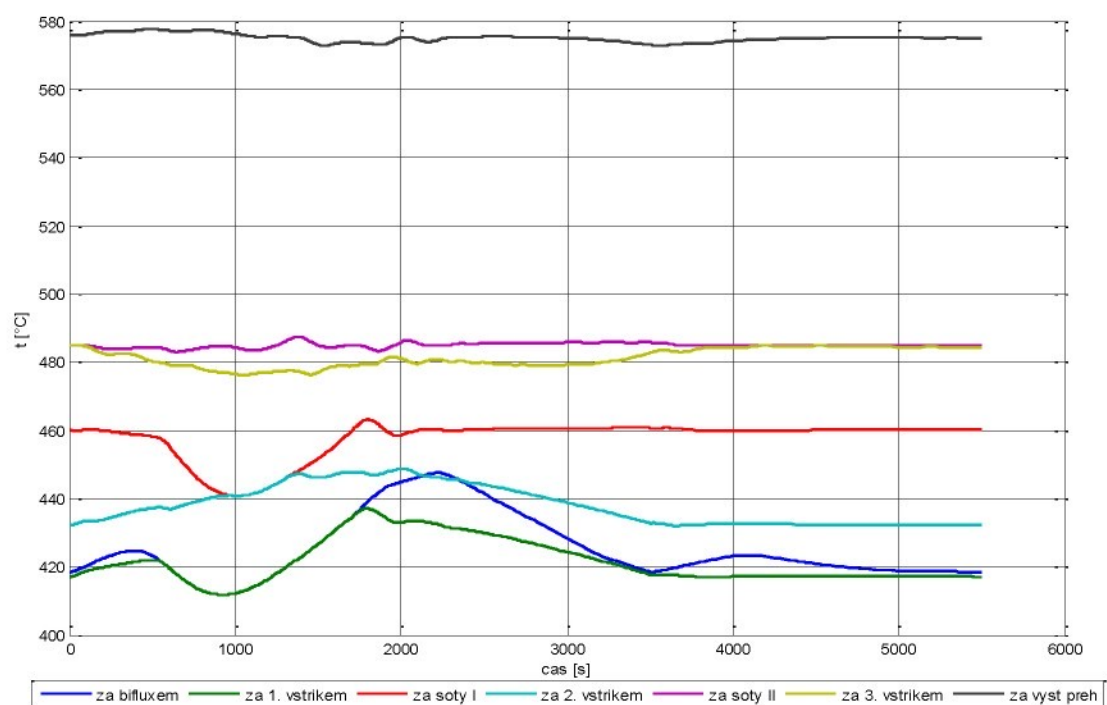
Obr. 38: Teploty ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 90 %



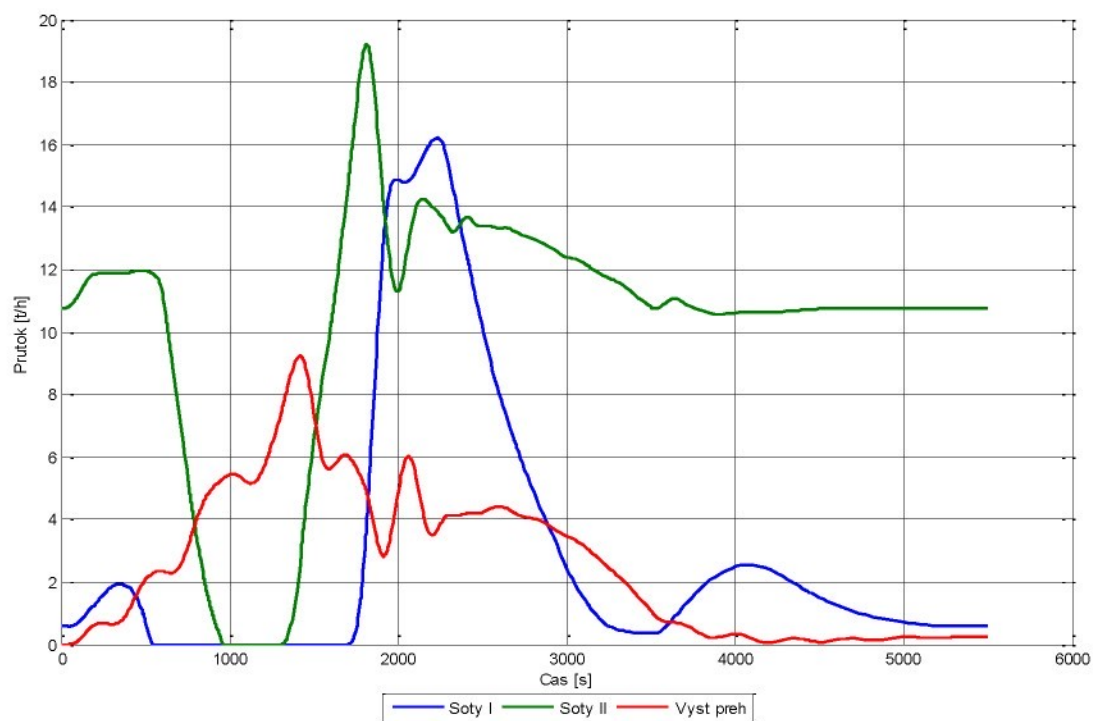
Obr. 39: Poloha akčních orgánů ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 90 %



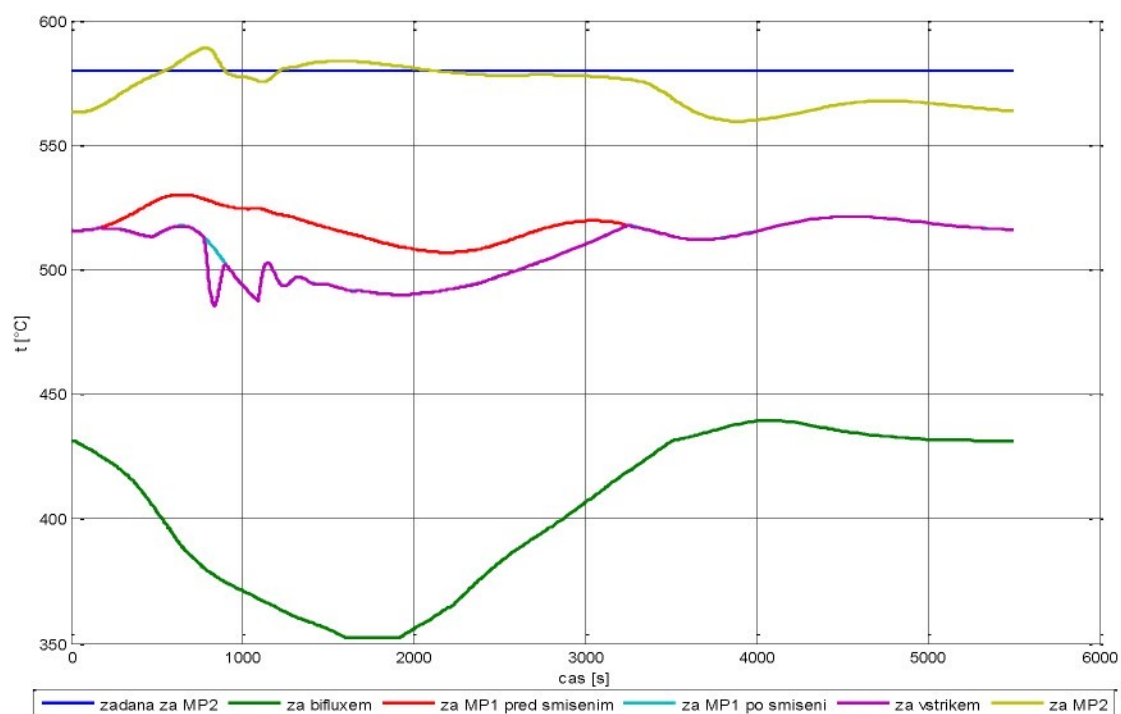
Obr. 40: Detail výstupních teplot ST a VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 100 % - 90 %



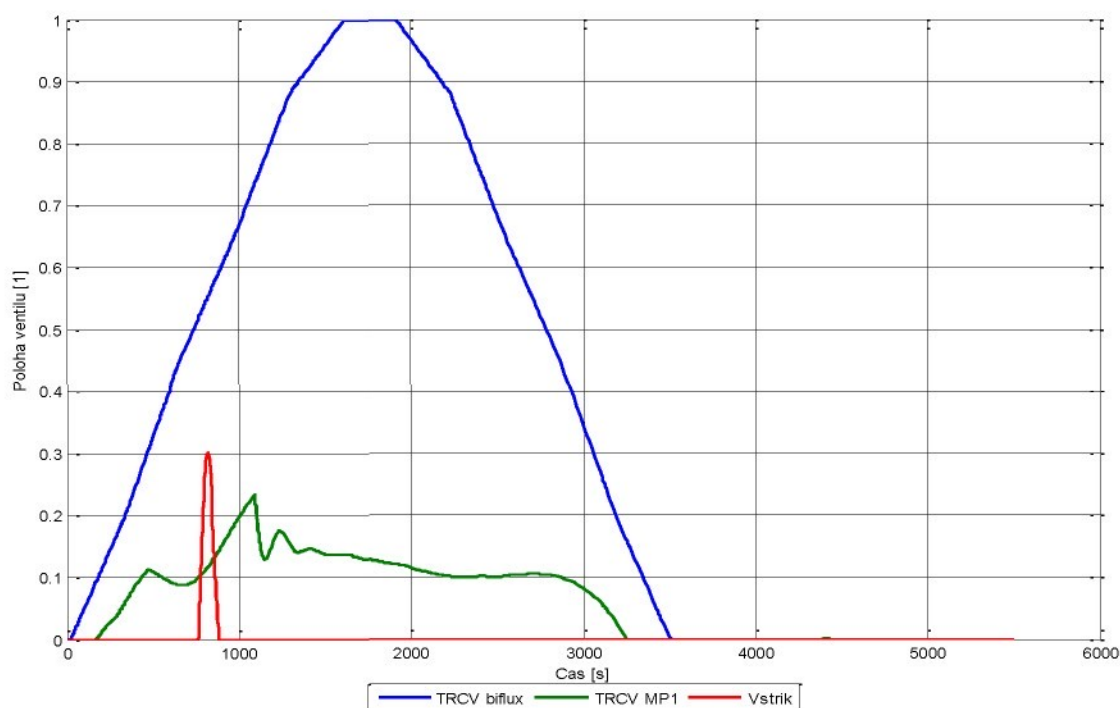
Obr. 41: Teploty VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží



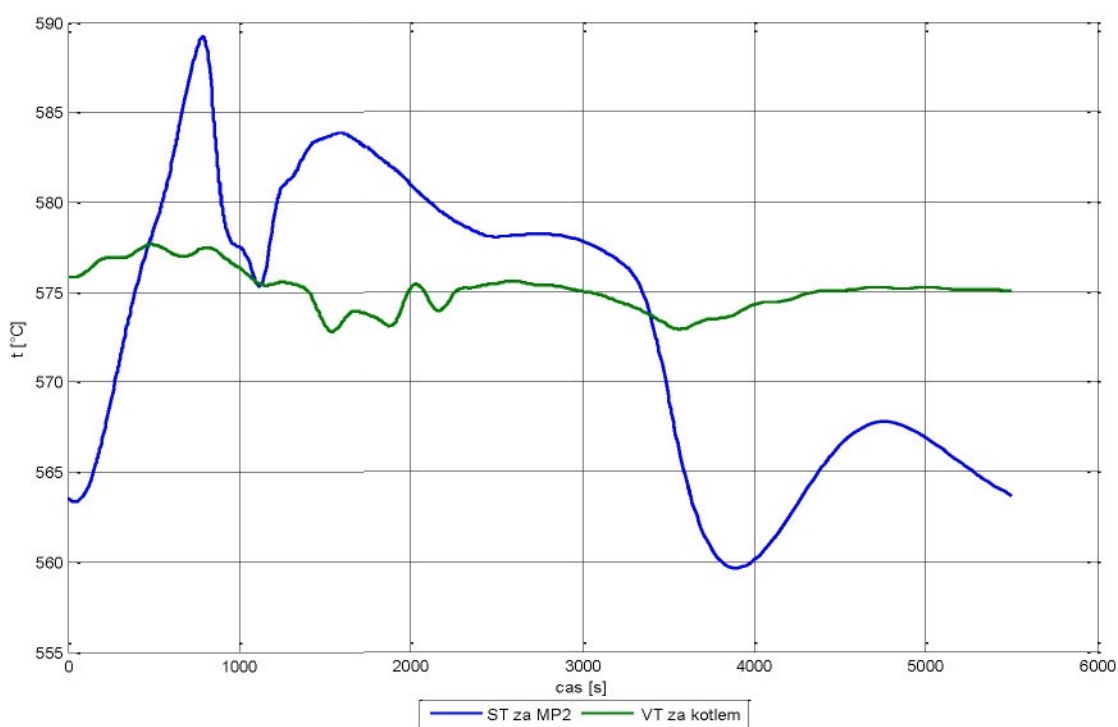
Obr. 42: Průtok VT vstříky při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží



Obr. 43: Teploty ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží

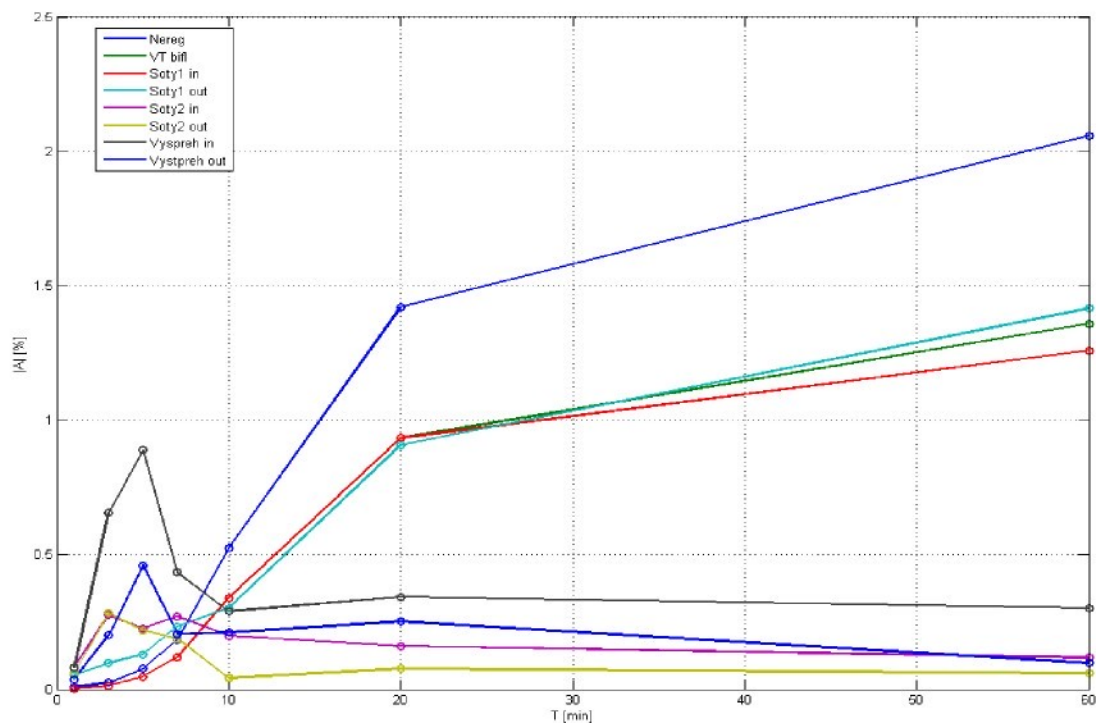


Obr. 44: Poloha akčních orgánů ST páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží



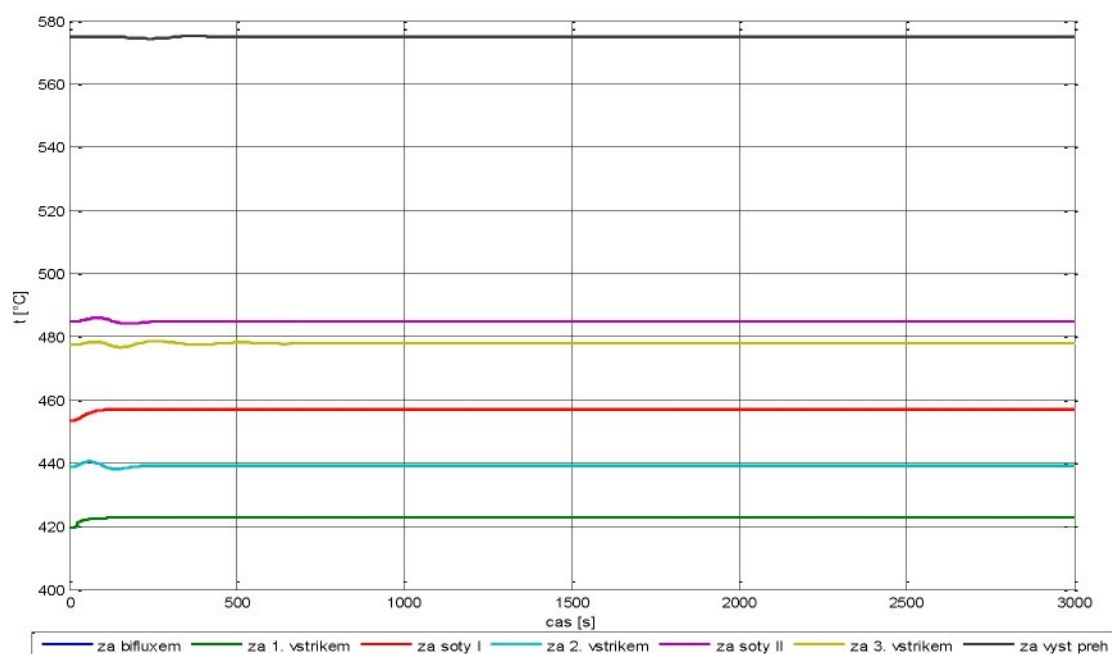
Obr. 45: Detail výstupních teplot ST a VT páry při trendové změně hladiny tepelného výkonu 50 % - 100 % - 50 % s 5 min výdrží

Frekvenční vlastnosti VT části (s řízením)

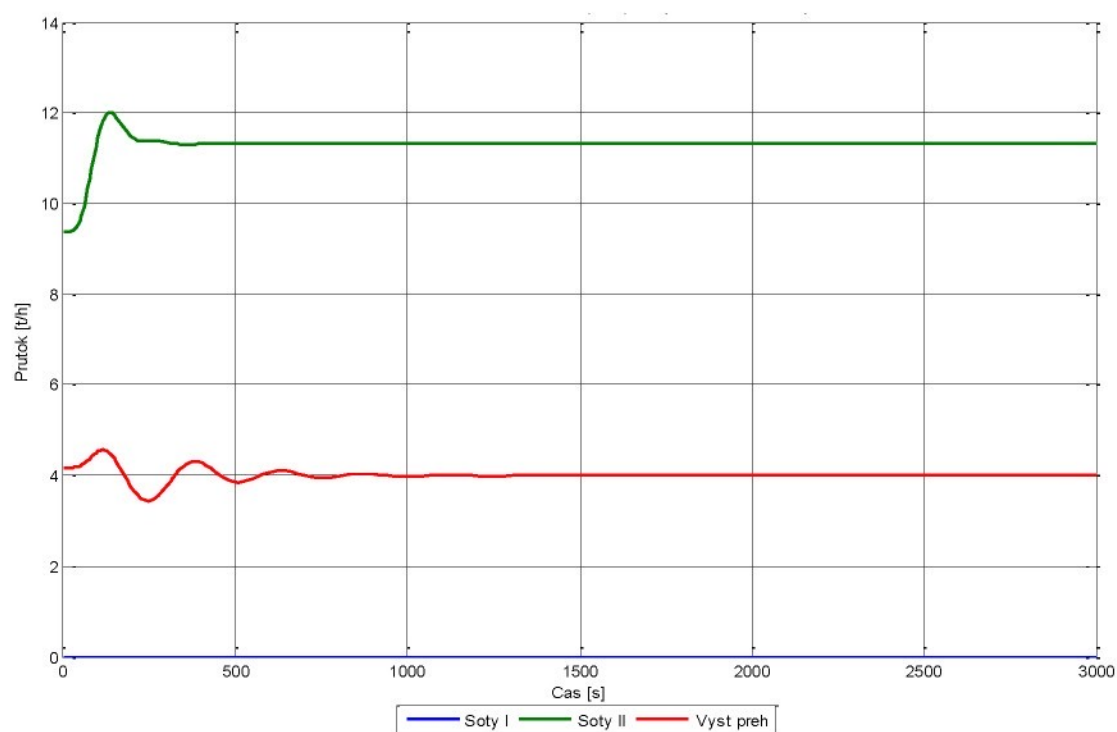


Obr. 46: Frekvenční charakteristika VT části při hladině tepelného výkonu 70 % ve vybraném rozsahu period vstupního signálu (1, 3, 5, 7, 10, 20, 60 min)

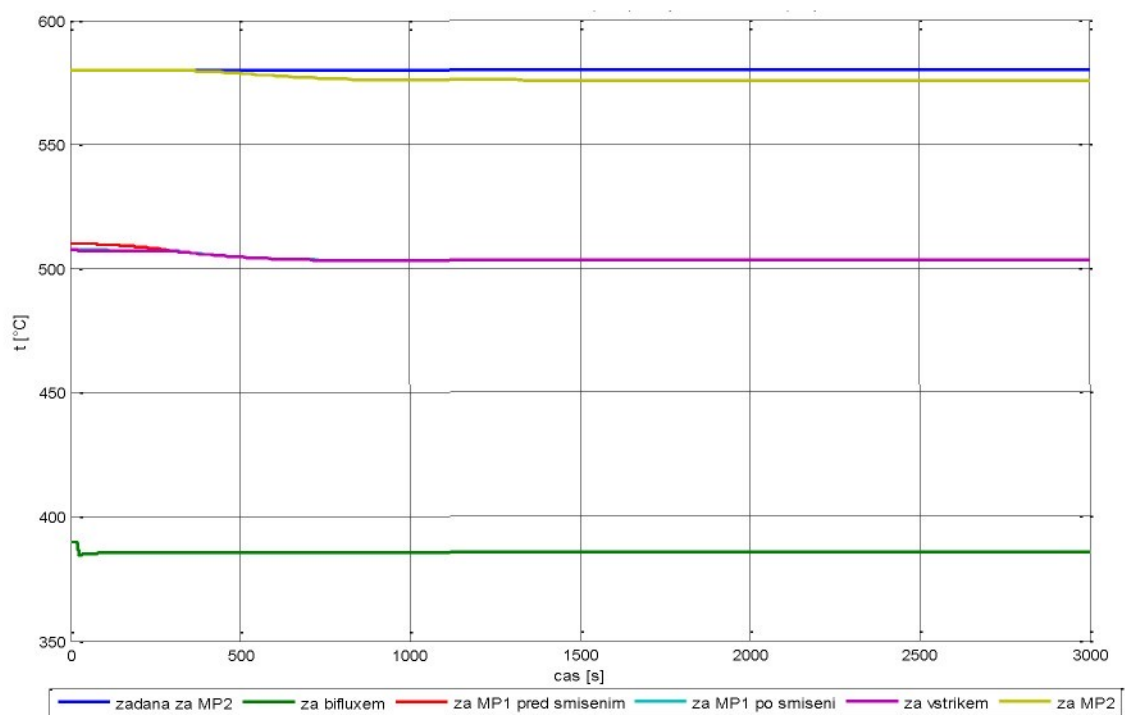
Reakce systému na různé poruchy



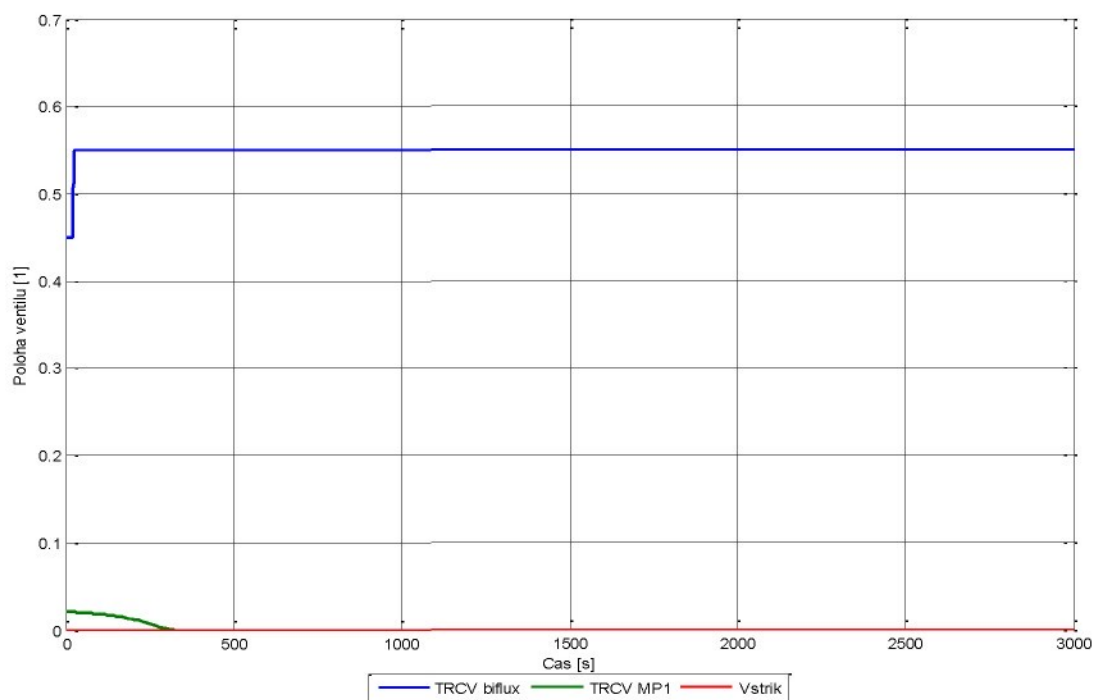
Obr. 47: Teploty VT páry při skokovém otevření TRCV bifluxu (+0,1) na 70 % hladině tepelného výkonu



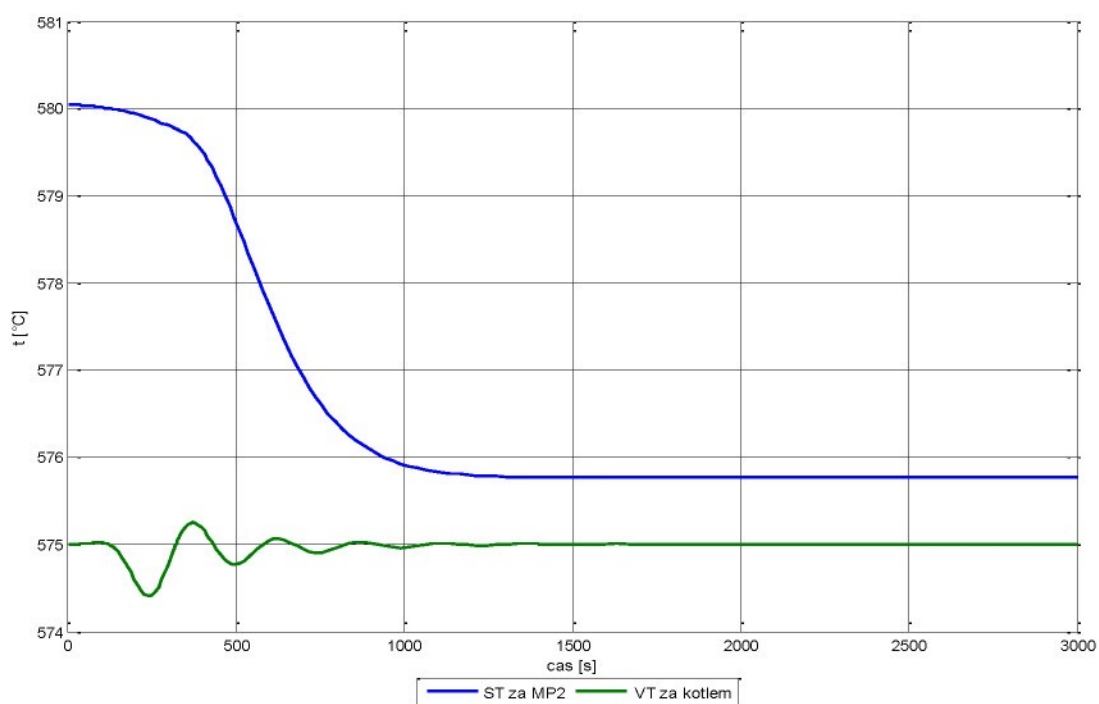
Obr. 48: Průtok VT vstříky při skokovém otevření TRCV bifluxu (+0,1) na 70 % hladině tepelného výkonu



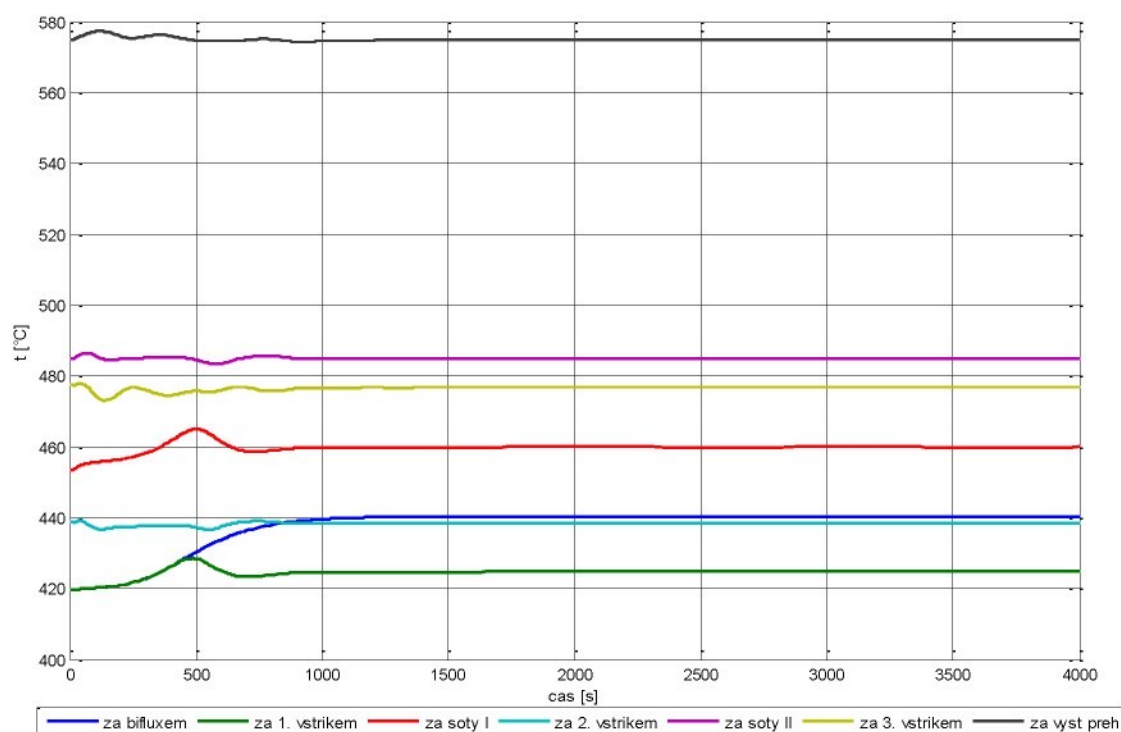
Obr. 49: Teploty ST páry při skokovém otevření TRCV bifluxu (+0,1) na 70 % hladině tepelného výkonu



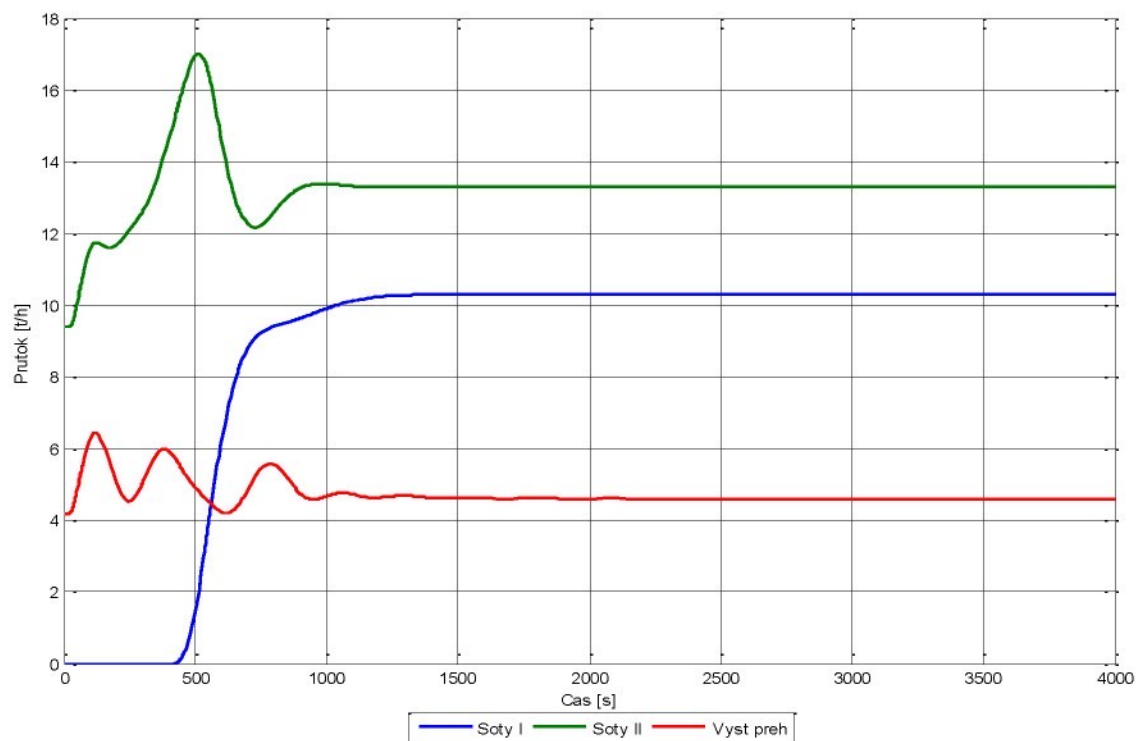
Obr. 50: Poloha akčních orgánů ST páry při skokovém otevření TRCV bifluxu (+0,1) na 70 % hladině tepelného výkonu



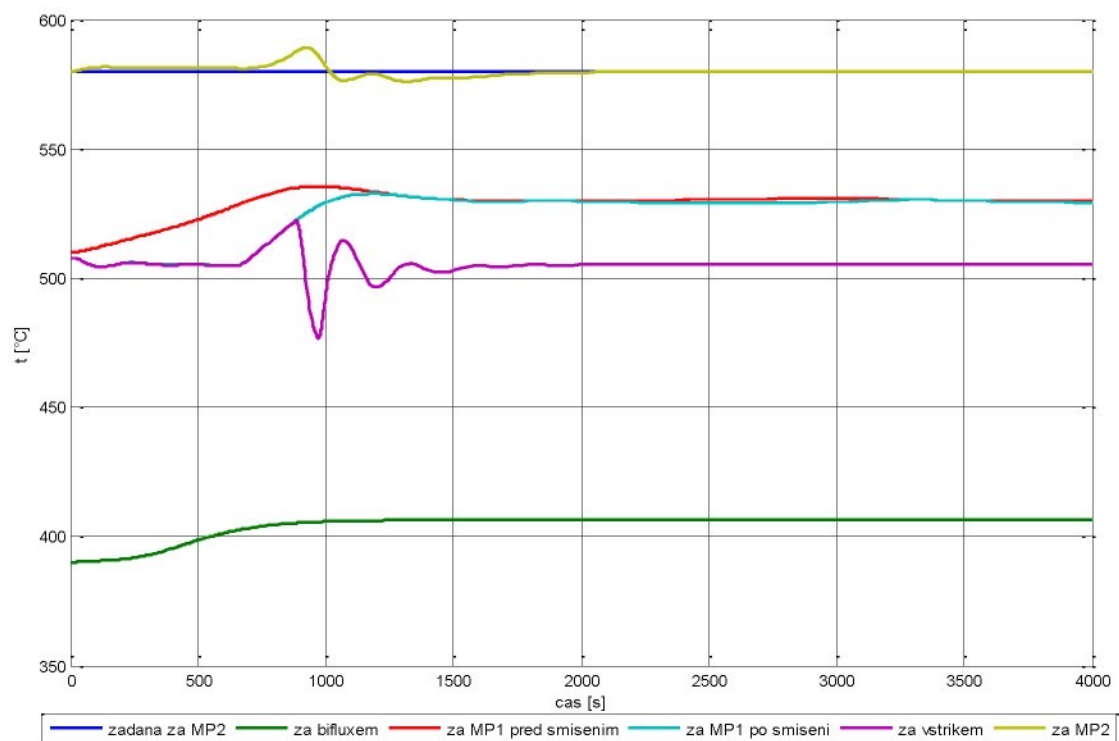
Obr. 51: Detail výstupních teplot ST a VT páry při skokovém otevření TRCV bifluxu (+0,1) na 70 % hladině tepelného výkonu



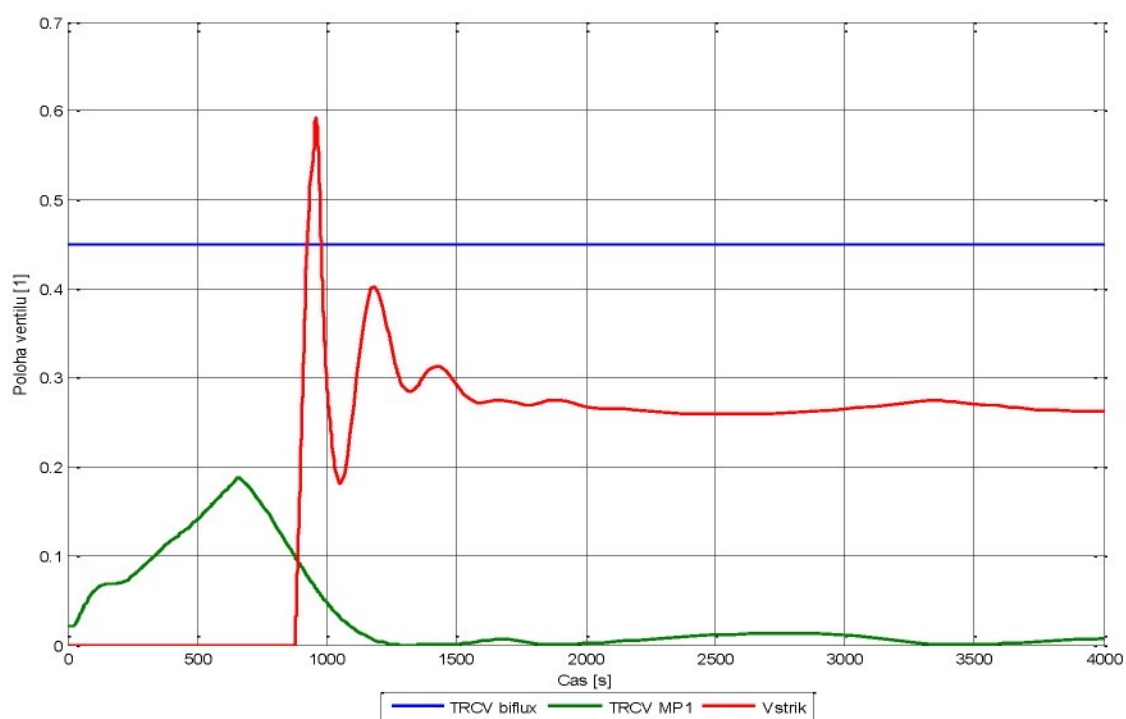
Obr. 52: Teploty VT páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



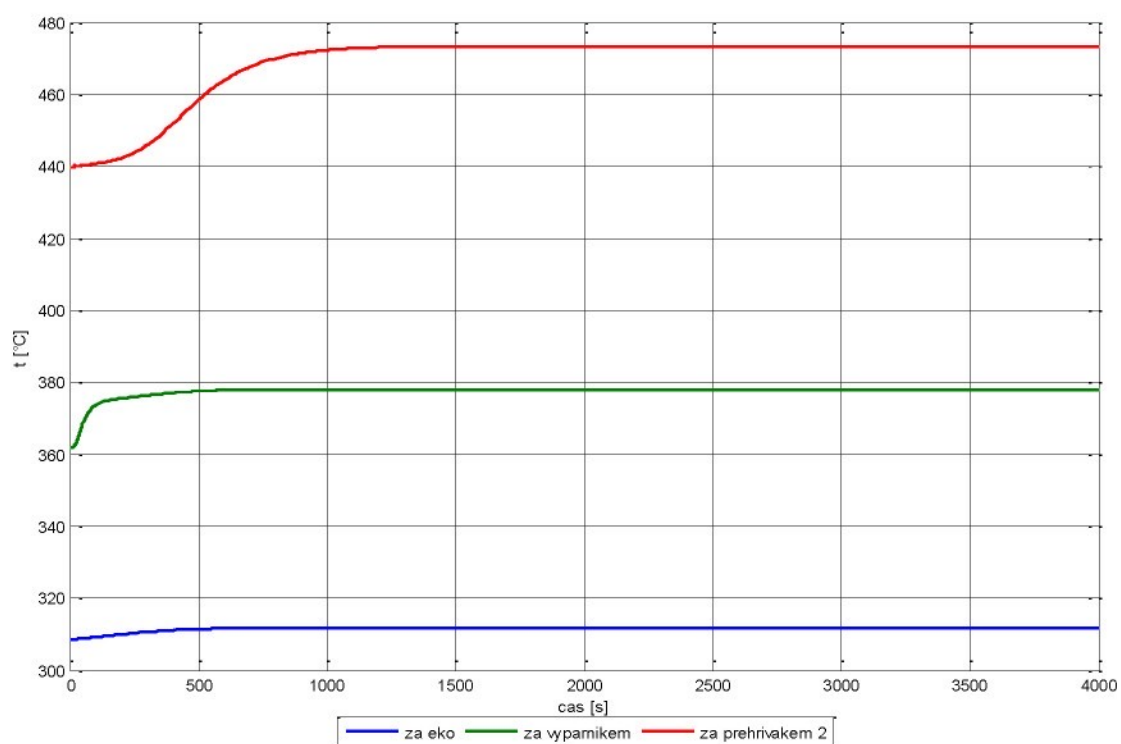
Obr. 53: Průtok VT vstříky při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



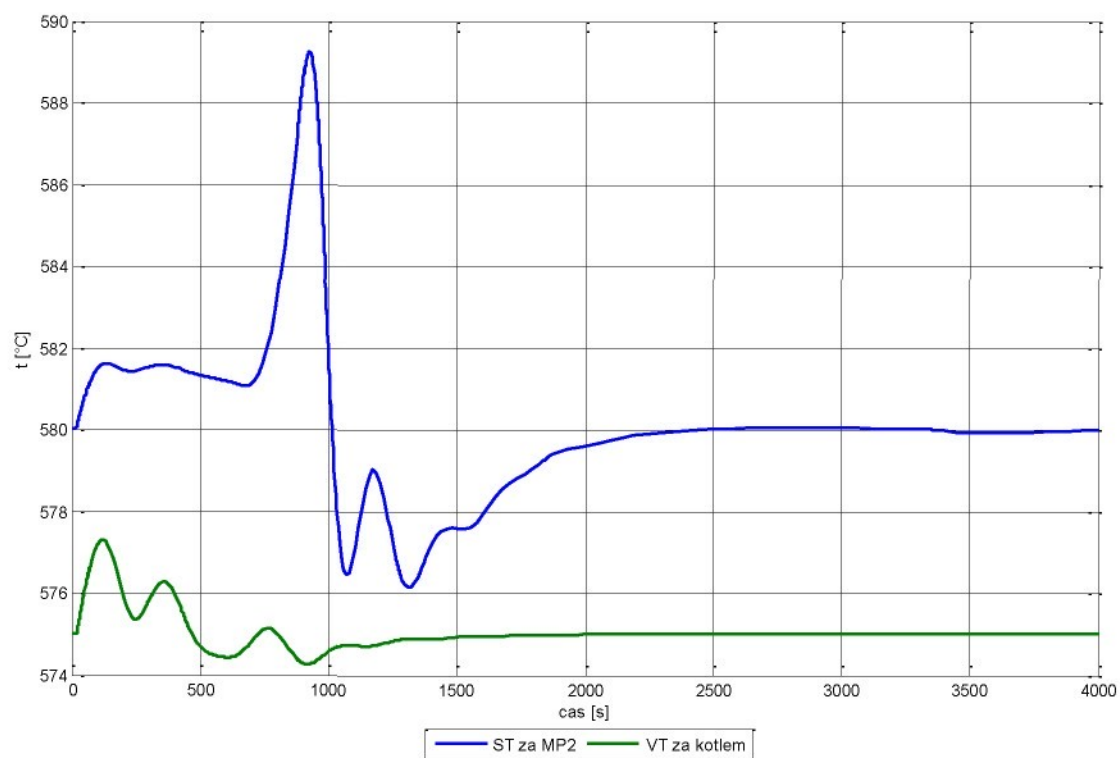
Obr. 54: Teploty ST páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



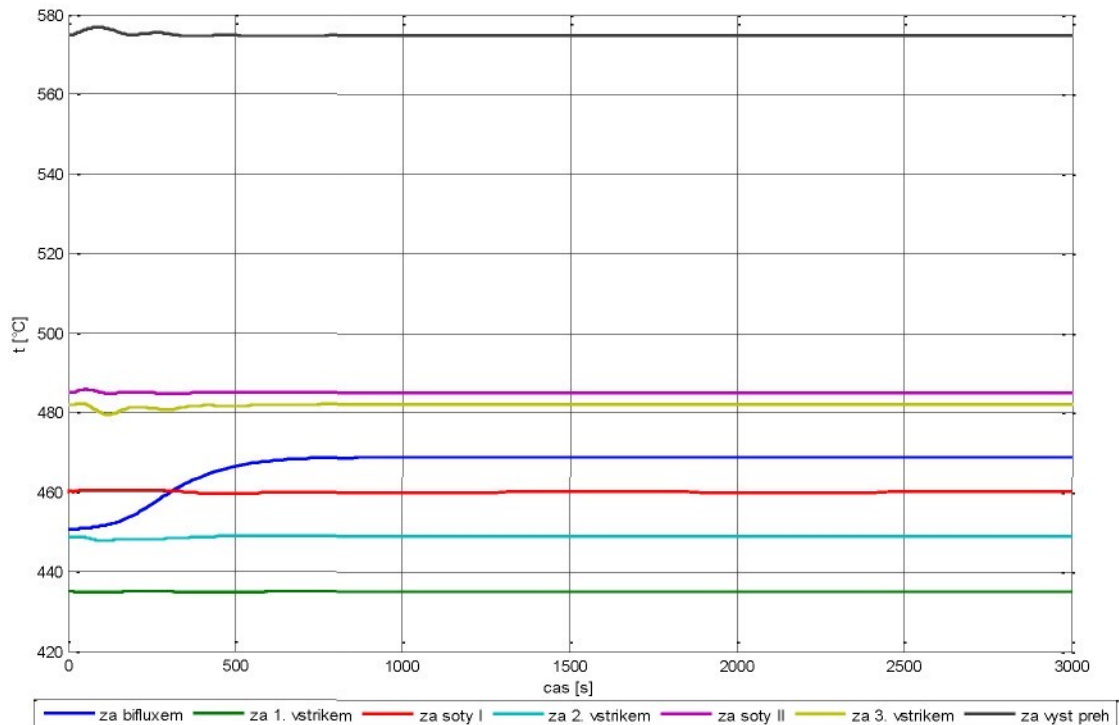
Obr. 55: Poloha akčních orgánů ST páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



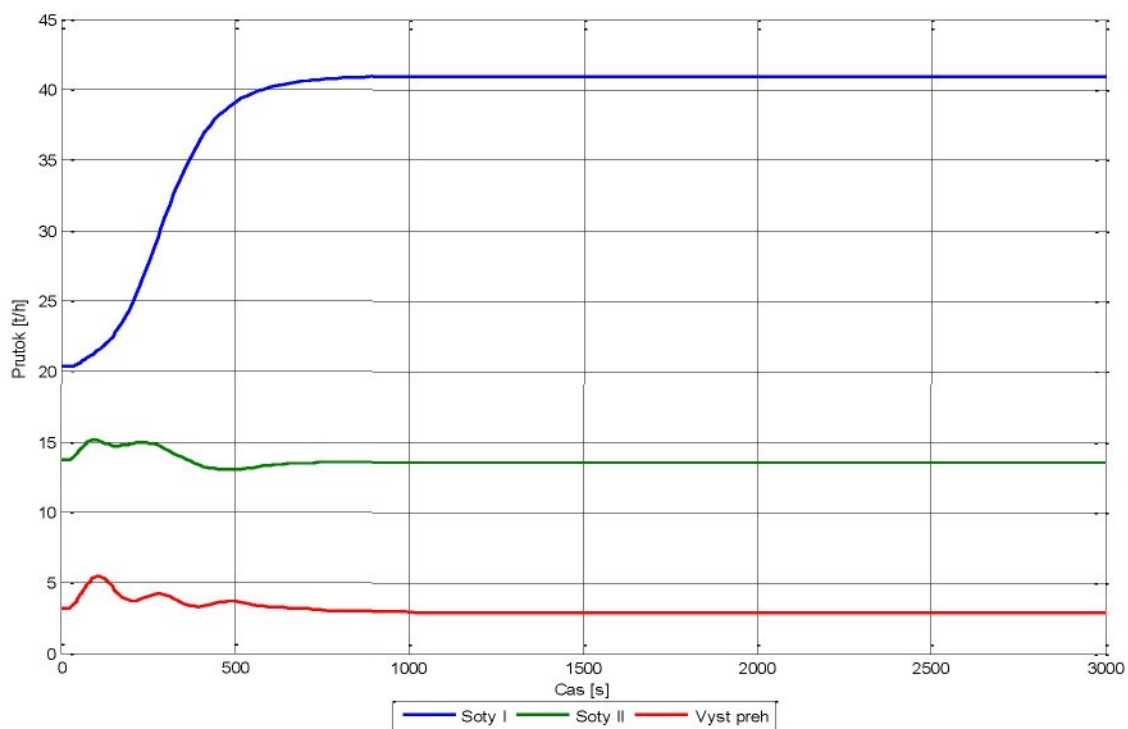
Obr. 56: Teploty VT neregulované části při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



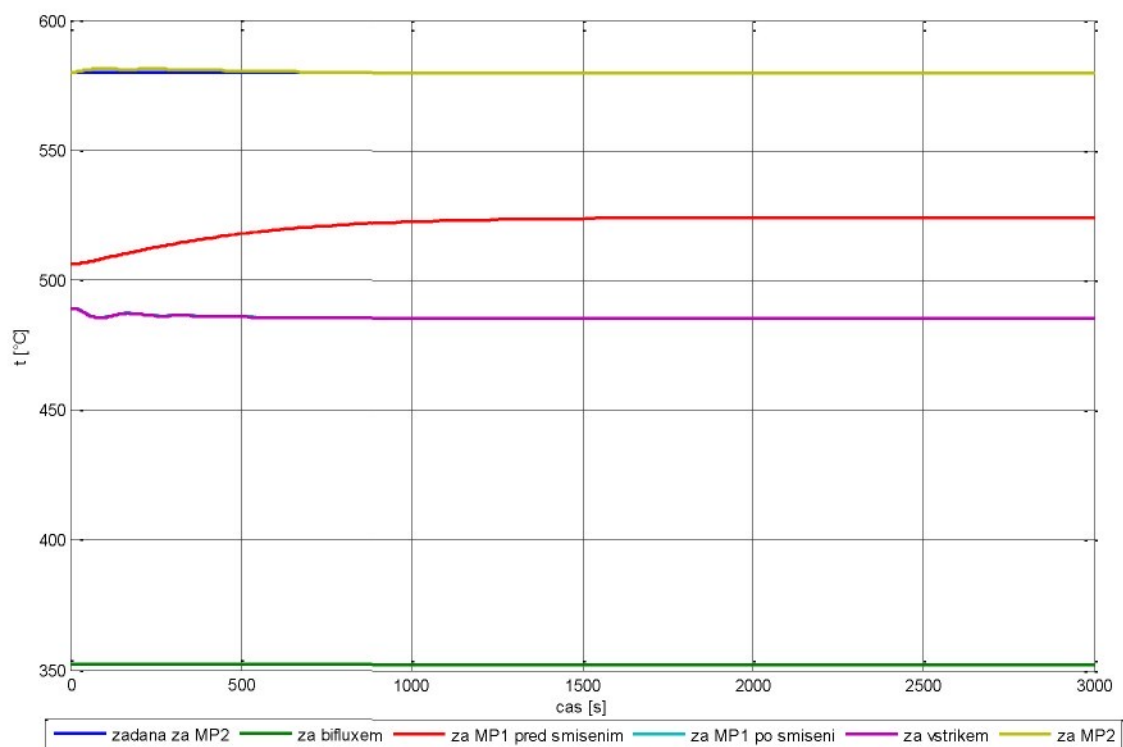
Obr. 57: Detail výstupních teplot ST a VT páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 70 %



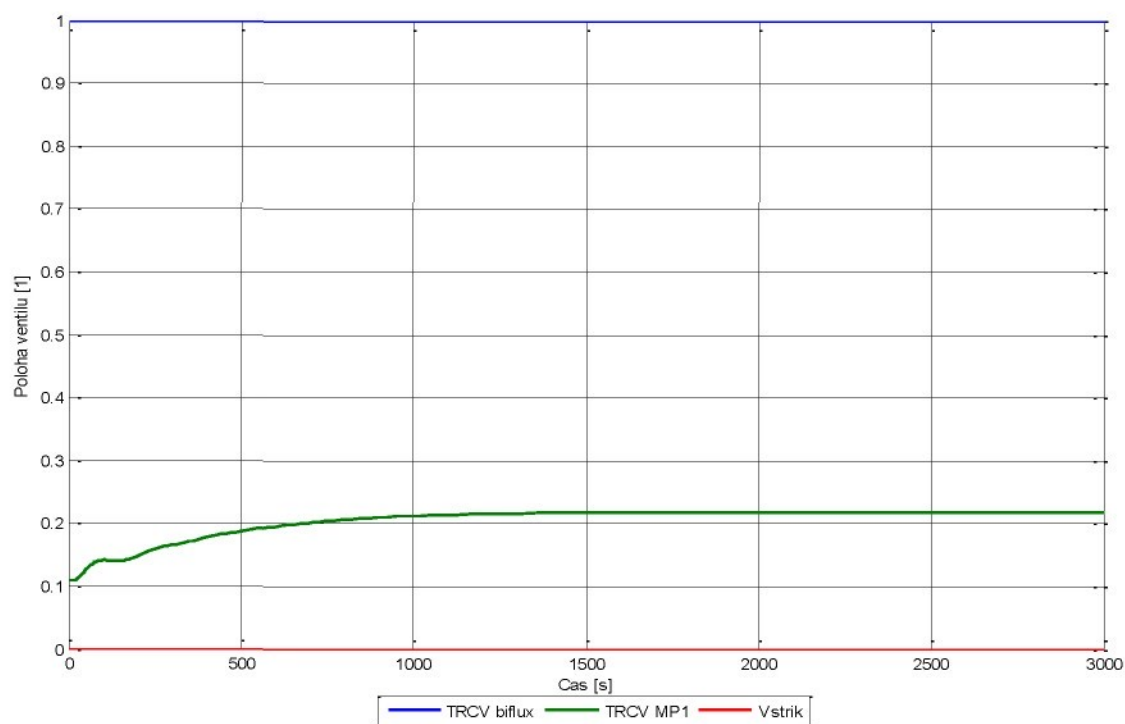
Obr. 58: Teploty VT páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %



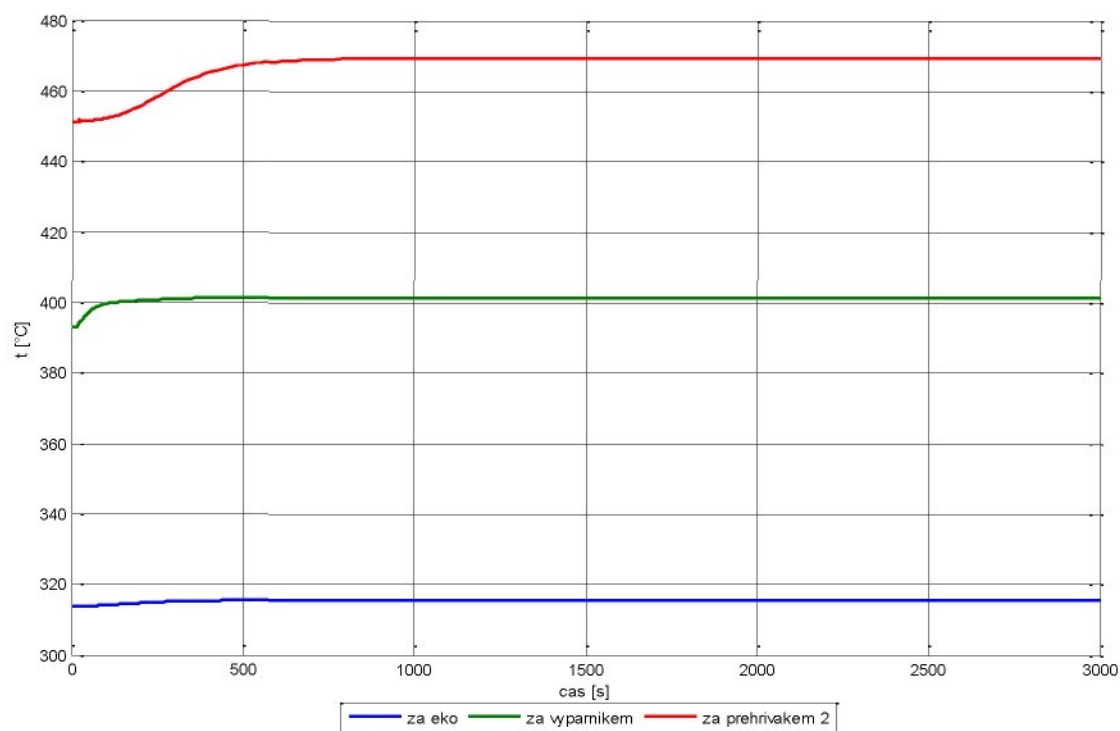
Obr. 59: Průtok VT vstříky při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %



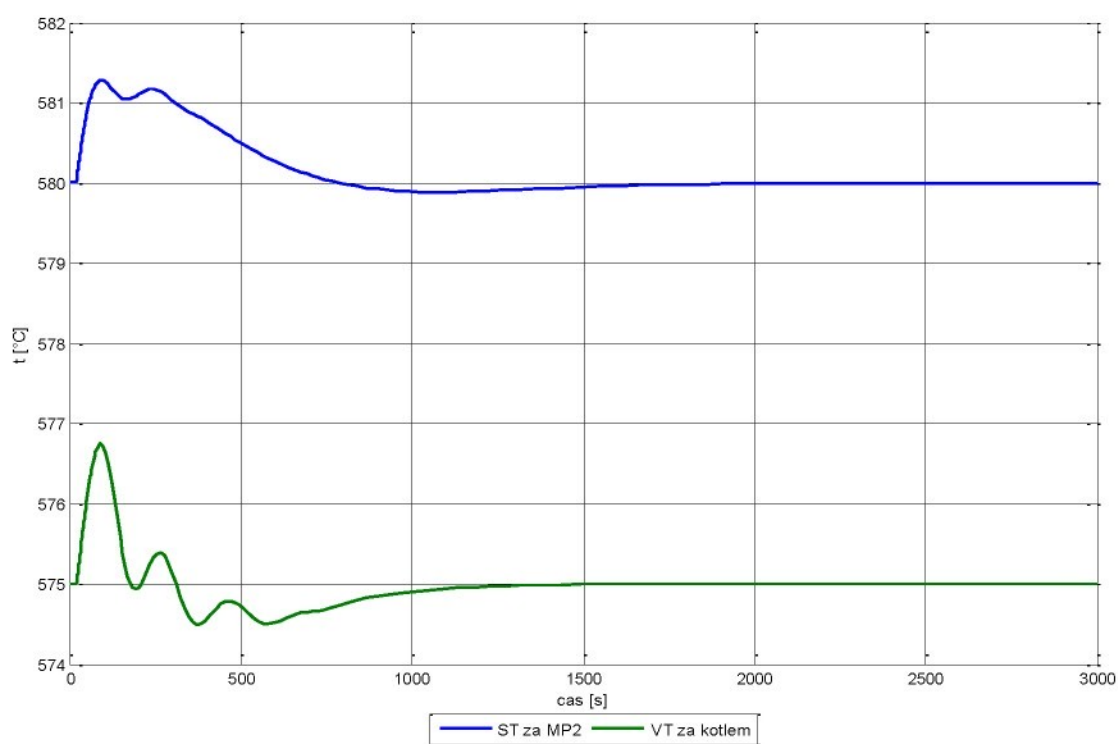
Obr. 60: Teploty ST páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %



Obr. 61: Poloha akčních orgánů ST páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %



Obr. 62: Teploty VT neregulované části při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %



Obr. 63: Detail výstupních teplot ST a VT páry při skokové změně množství napájecí vody o -20 t/h při tepelného výkonu 100 %