

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 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.

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 teplených 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 něž 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 zkusit 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]. Zmiňme 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.

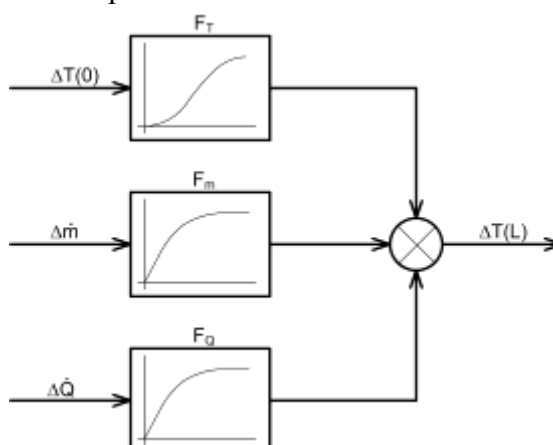
Druhý přístup [10], [11] se soustředí pouze na řízené tepelné výměníky (přehříváky a mezipřehříváky) a využívá experimentálně zjištěných skutečností o chování páry. Dynamiku každého řízeného tepelného výměníku lze rozdělit do tří základních skupin:

- a) reakce na změnu vstupní teploty ohřívajícího média,
- b) reakce na změnu průtoku ohřívajícího média,
- c) reakce na změnu teploty či průtoku teplonosného 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 popsaných 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 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. 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 nejdůležitějších 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 trubkou [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 konvekcí. 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]

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

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.

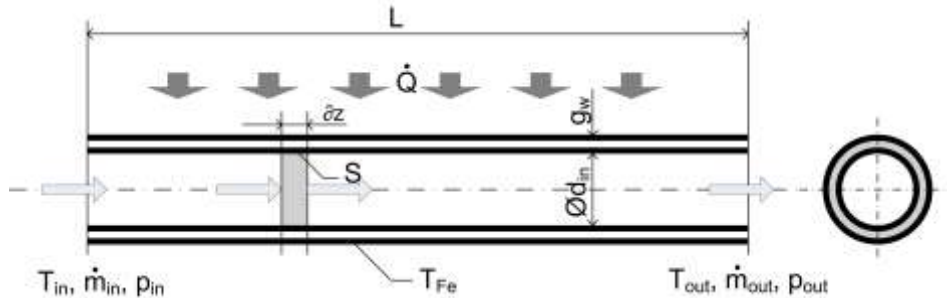
Předpoklad 11: *Parametrizace a kalibrace ve statické i dynamické oblasti je provedena na základě dodané technické dokumentace. Úprava dynamických vlastností modelu je nadále možná například přidáním dynamikou teplotních čidel, změnou velikosti přestupních koeficientů, aj.*

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 ohřivaného média bez interakce s trubkou. 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 trubkou

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 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 $\delta z = \Delta z = L/n$ 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:

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

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

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 protékajícího 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

$$\partial h = c_p \cdot \partial T. \quad (13)$$

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 pozmeněný 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 známé. 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

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

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.

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

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

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

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

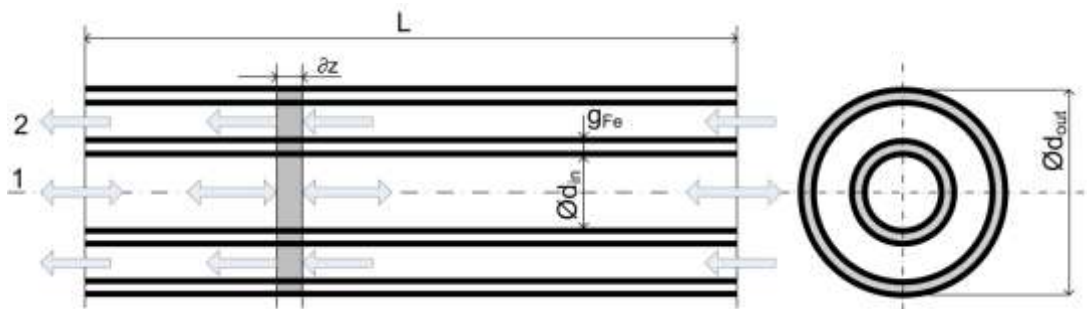
$$\frac{d\mathbf{T}(t)}{dt} = \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \mathbf{\Gamma}(\rho, t) \cdot \mathbf{T}(t) + \frac{\alpha(\dot{m}) \cdot \pi \cdot d_{in}}{F} \cdot \mathbf{\Psi}_c^*(\rho, c_p, t) \cdot (\mathbf{T}_{Fe}(t) - \mathbf{T}(t)) + \mathbf{\Omega} \cdot \frac{\dot{m}(t)}{F \cdot \Delta z} \cdot \frac{T_0(t)}{\rho_1(t)}, \quad (18)$$

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

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 ohřívaného média s okolím, v případě výměníků s trubkou. 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 ohřívaného 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 dynamiky ohřívaného 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 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 (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)

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

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

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

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

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

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

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

Stavový popis uvažujme 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

$$\mathbf{A} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{x}} \right|_0 = \left[\begin{array}{cc} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} \end{array} \right]_{\mathbf{T}(0), \mathbf{T}_{Fe}(0)}, \quad \mathbf{B} = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))}{\partial \mathbf{u}} \right|_0 = \left[\begin{array}{ccc} \frac{\partial f_1}{\partial u_1} & \frac{\partial f_1}{\partial u_2} & \frac{\partial f_1}{\partial u_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial u_1} & \frac{\partial f_2}{\partial u_2} & \frac{\partial f_2}{\partial u_3} \end{array} \right]_{T_0, \dot{Q}_0, \dot{m}_0} \quad (41)$$

Stavové matice se pak dají zapsat takto

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

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

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

Jednotlivé konstanty v maticích jsou pak rovny

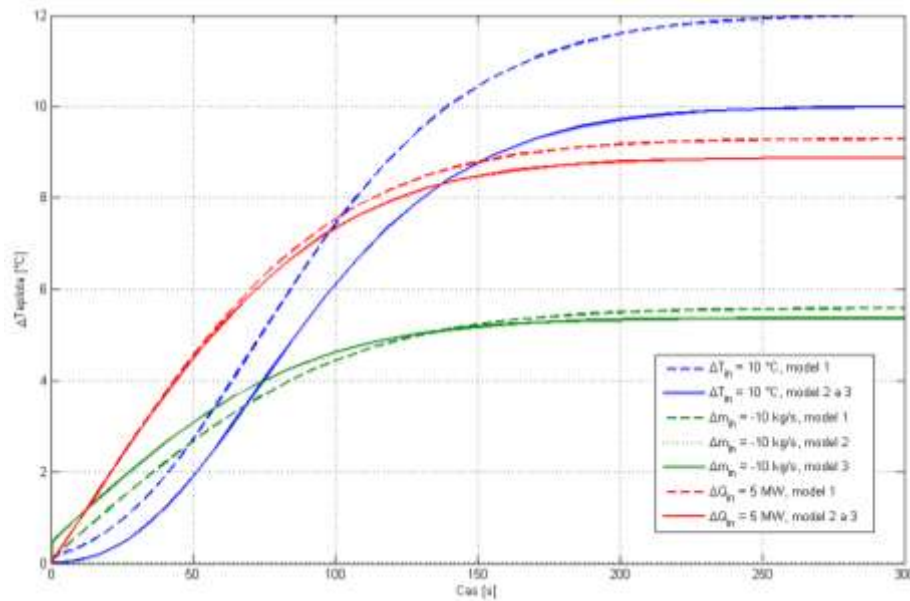
$$a_1 = \frac{\dot{m}_{in}}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}}, \quad a_1^* = \frac{\dot{m}_0}{F \cdot \Delta z \cdot \bar{\rho}}, \quad a_2 = \frac{\pi \cdot d_{in} \cdot \alpha}{F \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{c}_p}, \quad a_3 = \frac{\alpha \cdot d_{in}}{d_s \cdot \rho_{Fe} \cdot g_w \cdot c_{Fe}},$$

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

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.

Tab. 1: Typy modelů použitých v simulaci

Model číslo	Popis modelu
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)



Obr. 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.

$$\mathcal{L} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) \end{bmatrix} \hat{=} \begin{bmatrix} \mathbf{X}(s) \cdot s = \mathbf{A} \cdot \mathbf{X}(s) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{U}(s) \\ \mathbf{Y}(s) = \mathbf{C} \cdot \mathbf{X}(s) \end{bmatrix} \rightarrow \quad (43)$$

$$\rightarrow \frac{\mathbf{Y}(s)}{\mathbf{U}(s)} = \mathbf{C} \cdot (s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A})^{-1} \cdot \mathbf{B}$$

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

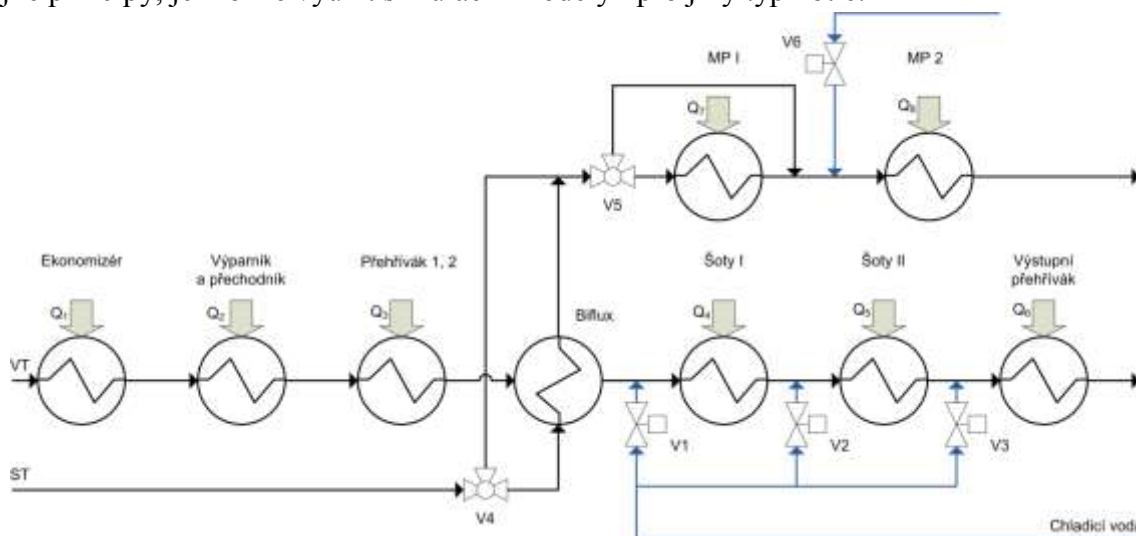
$$\det(s \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A}) = (s^2 + s \cdot (a_1 + a_2 + a_3) + a_1 \cdot a_3)^n. \quad (44)$$

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 průtlačném kotli

Celý technologický celek přehřívání a přihřívání páry v průtlačném kotli sestává z několika oddělitelných subsystémů, které lze popsat a modelovat samostatně. Oběh voda-pára v průtlačném 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.



Obr. 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 ovládní 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.

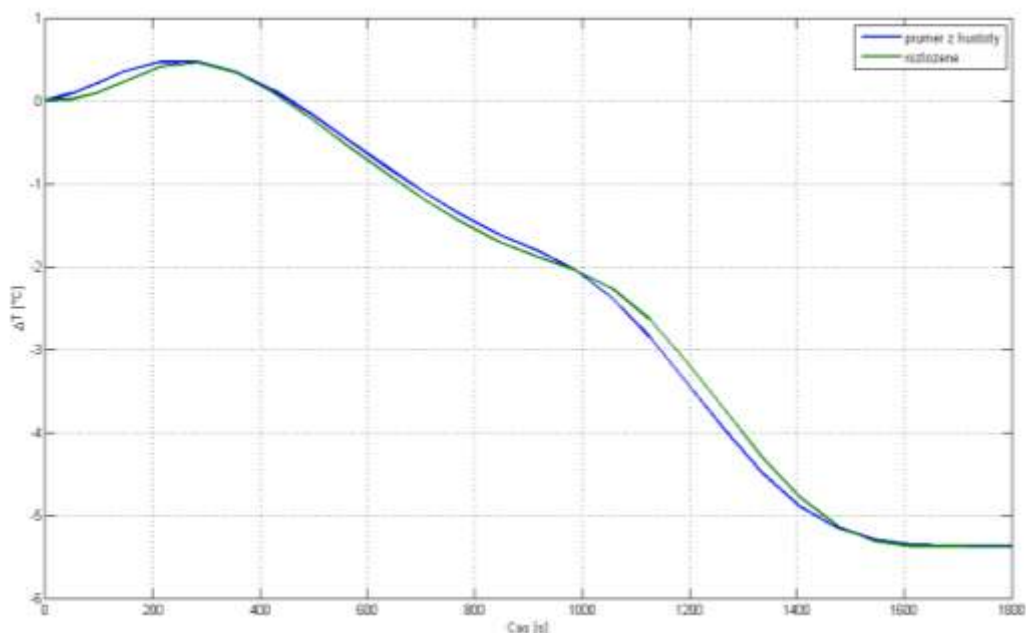
6.3 Neregulovaná část

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 měnicí 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.

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 dynamiky 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 neznamenný (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. Odchylna v dynamice není nikterak velká.



Obr. 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

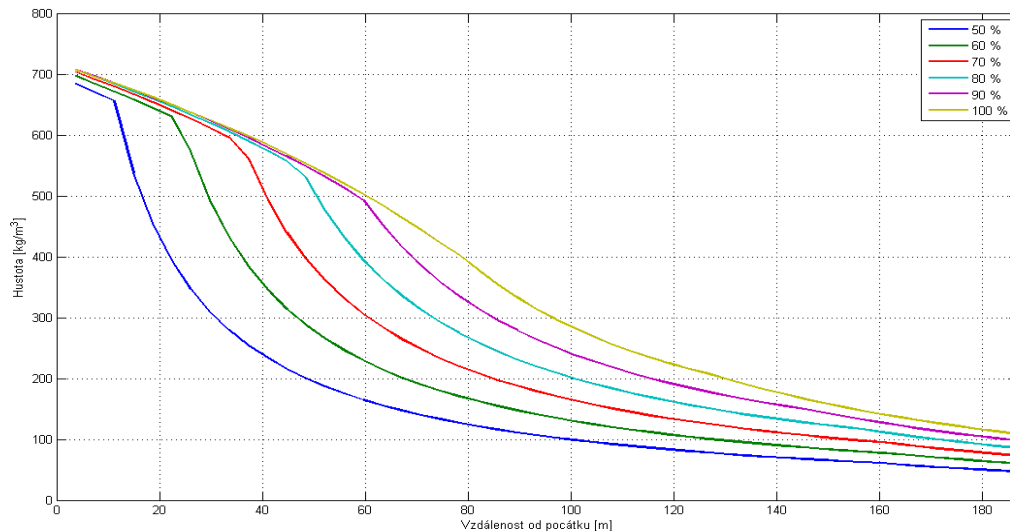
Hlavním úskalím při konstrukci dynamického modelu výparníku může být fakt, že právě ve výparníku dochází ke změně fáze z kapalné na plynnou. S touto změnou je spojena i velmi výrazná změna fyzikálních vlastností protékajícího média (hustota, entalpie, měrná tepelná kapacita na rozdíl od velmi malé změny 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.

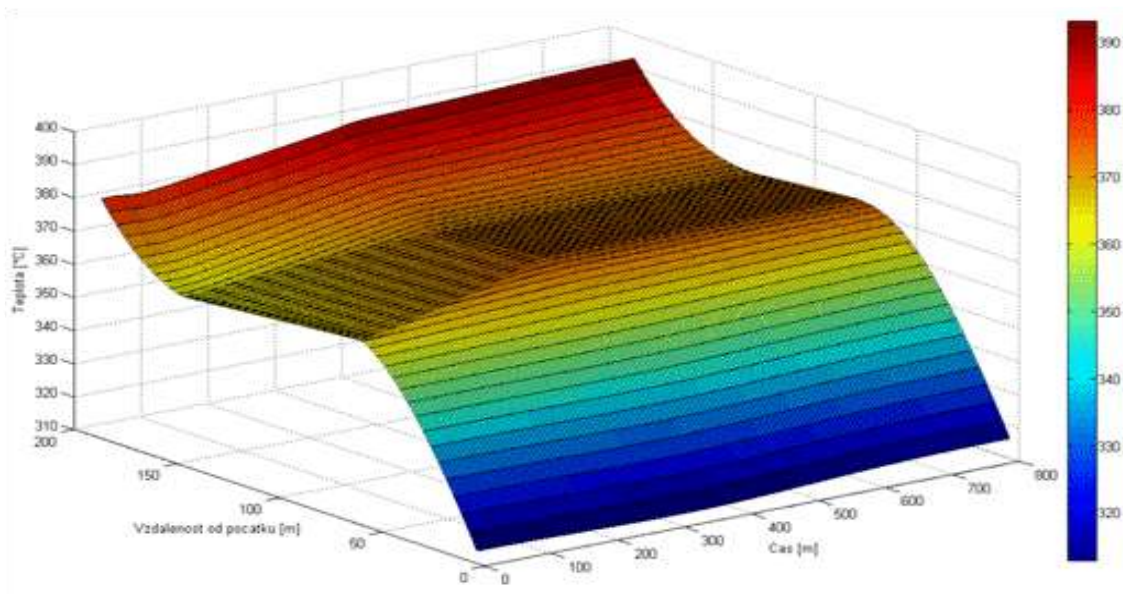
závislost nejen na teplotě, ale i na hustotě. V modelu byla místo rovnice, která popisuje přímo dynamiku teploty páry (18), použita rovnice popisující vývoj entalpie (11). Teplota páry na konci trubky i v jednotlivých řezech je získávána z tabulek páry.

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

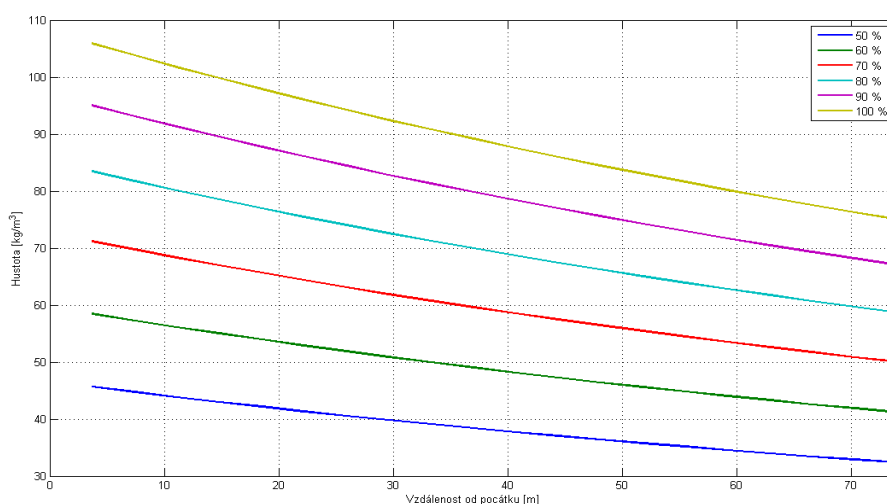
Obr. 8 ukazuje vývoj teplot v prostoru a čase (teplotní pole) při přechodu výparníku z ustáleného stavu na výkonové hladině 90 % trendovou změnou 50 % / 30 minut na cílovou výkonovou hladinu 100 %. Trendová změna hladiny tepelného výkonu je standardní operací při provozu kotle a změnách jeho výkonu. 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.



Obr. 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 změněnou 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 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. 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

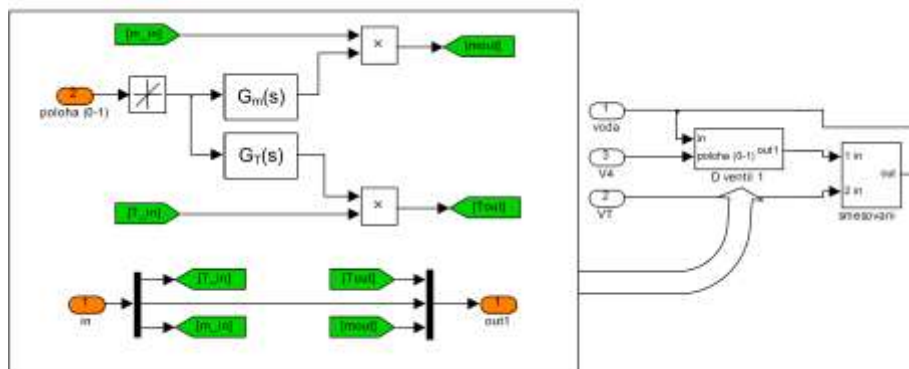
zde navzájem oddělí dynamická a statická část procesu vstřikování a směšování. Dynamika teploty páry za vstřikem pak, jak bylo řečeno, není striktně závislá na konstrukčních parametrech jímky, ale je volitelná a je možno ji dále zpřesňovat. Statická část jsou algebraické rovnice hmotnostní a energetické 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.

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

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

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 přehříváky

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

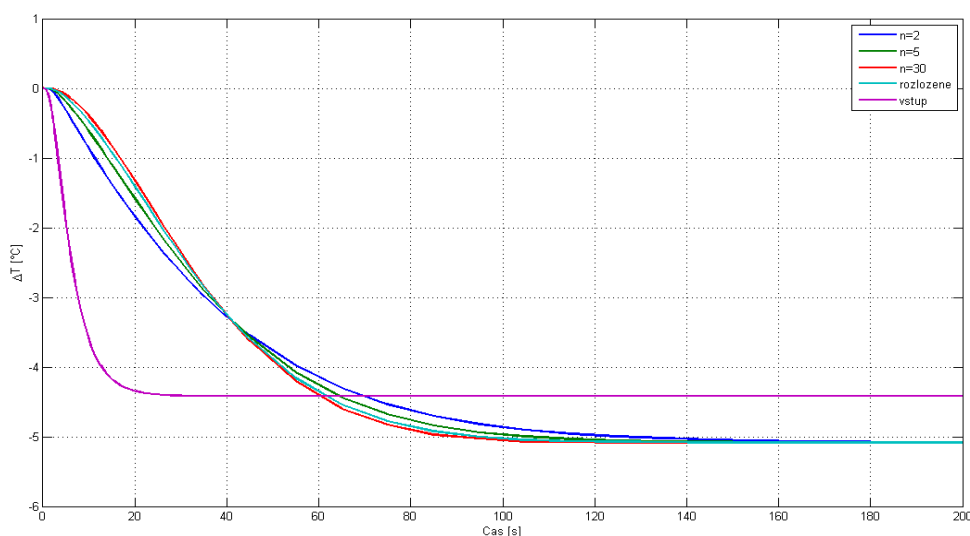
popisu spalin, a to jejich tepelné kapacity, hustoty, rychlosti atd. Ne všechny tyto parametry jsou jednoduše měřitelné.

Vzhledem k poměrům rychlostí dynamických pochodů na teplotě páry za vstřikem a za výměníkem by bylo možné provést zjednodušující předpoklad, že dynamika 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 vstřikem používá pro regulaci. Proto byl použit postup s dodanou aproximovanou dynamikou z kapitoly 6.4.

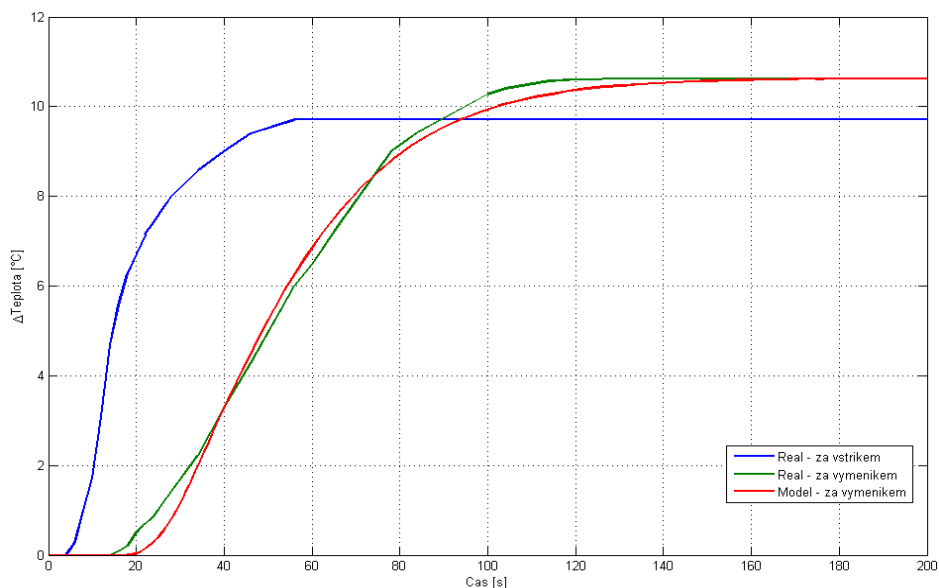
6.5.1 Šoty I, šoty II

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 vstříku 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 vstříku 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!

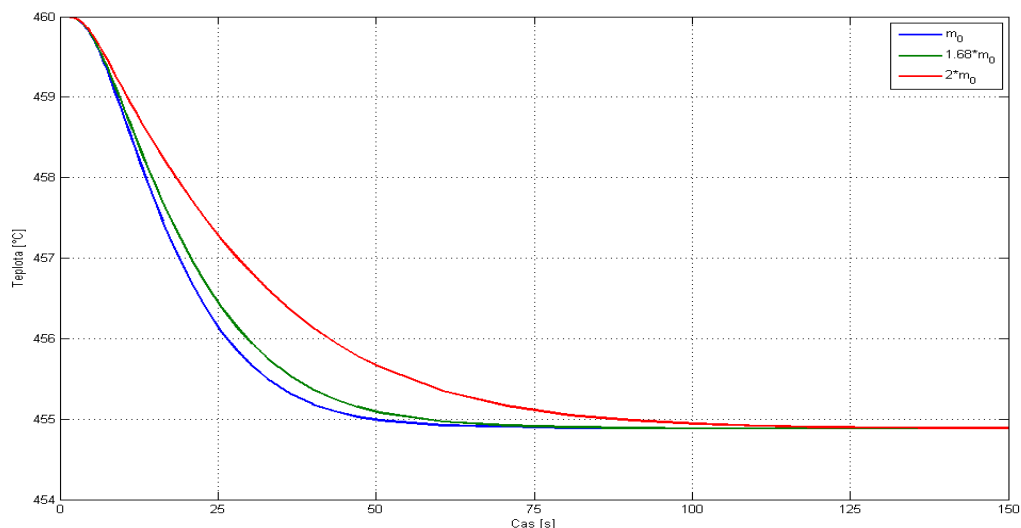
Model by však měl respektovat fakt, že dynamika reálného systému se může od ideálu odlišovat a být schopen na toto reagovat, tedy mít možnost další kalibrace. Dynamické odchylky lze kompenzovat buď změnou hmotnosti daného tepelného výměníku oproti jeho konstrukčním parametrům (obr. 13), nebo přidáním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



Obr. 11: Vývoj teploty za šoty I při použití různých modelů, skokové otevření vstříku 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. vstřiku)

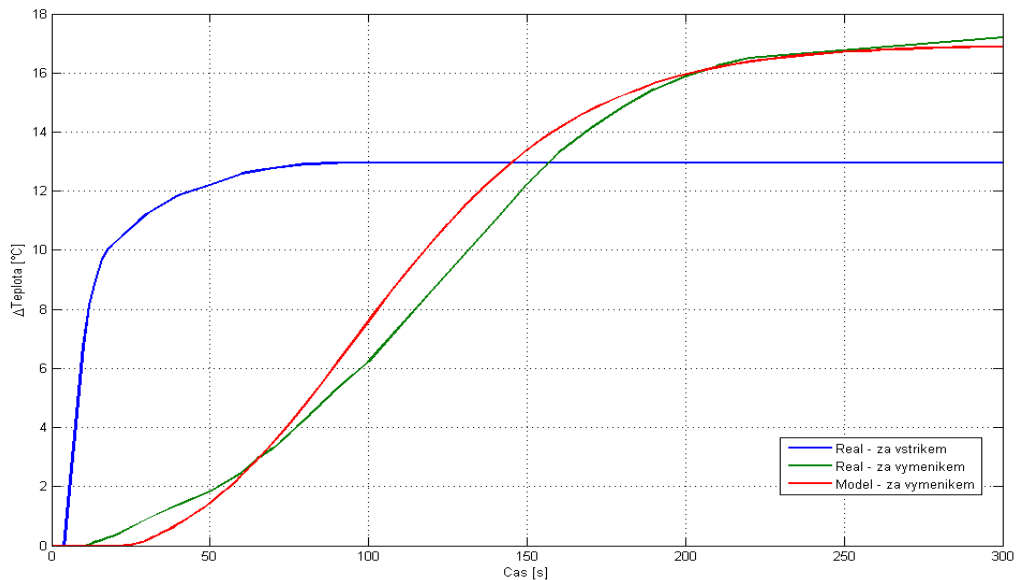


Obr. 13: Možnosti změny rychlosti dynamické odezvy na vstřik (výkonová hladina 100 %) pouhou změnou hmotnosti výměníku

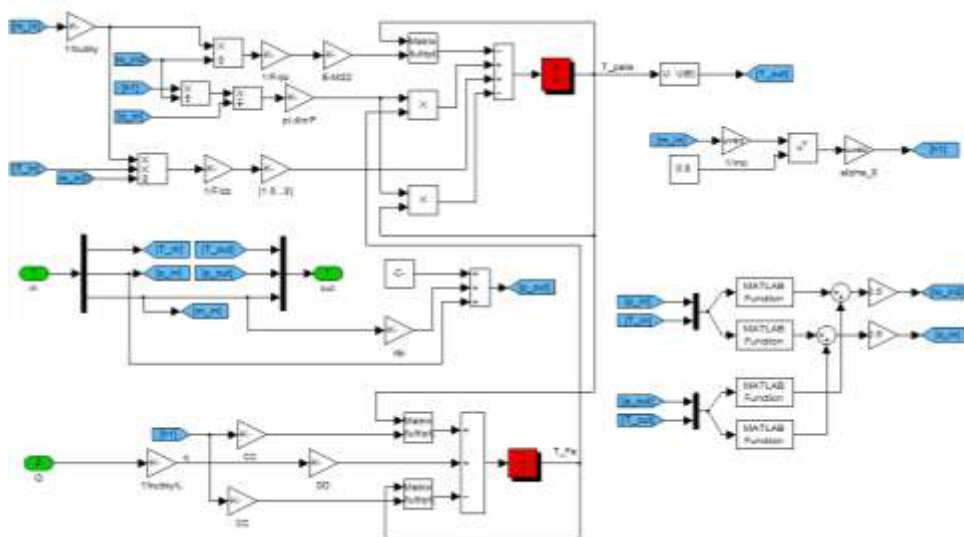
6.5.2 Výstupní přehřívák

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 vložením 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 výměniku 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

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

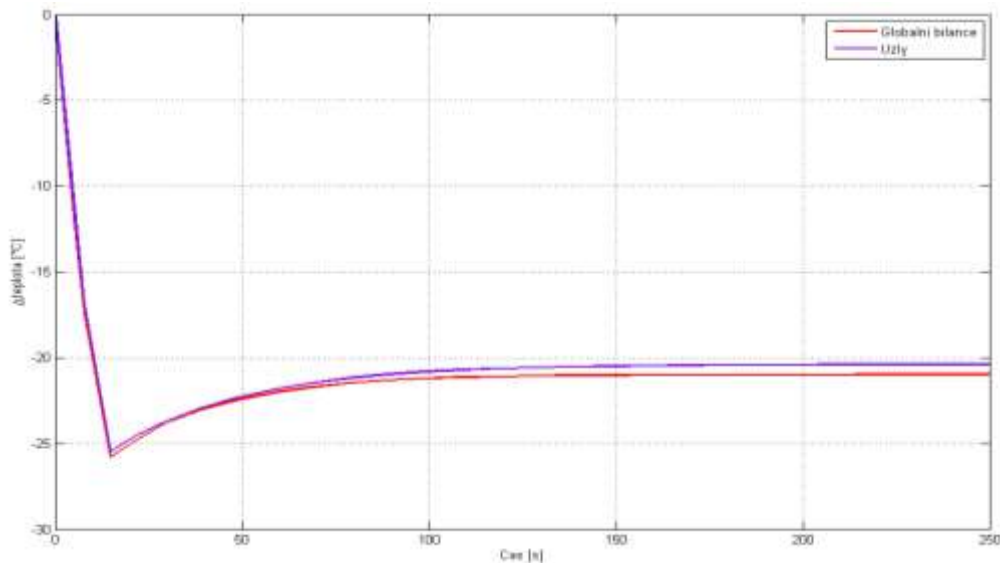
kde index x je ST pro středotlakou a VT pro vysokotlakou páru, stejně tak se mění i znaménko před posledním členem.

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

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 technologií, a na základě technické dokumentace.

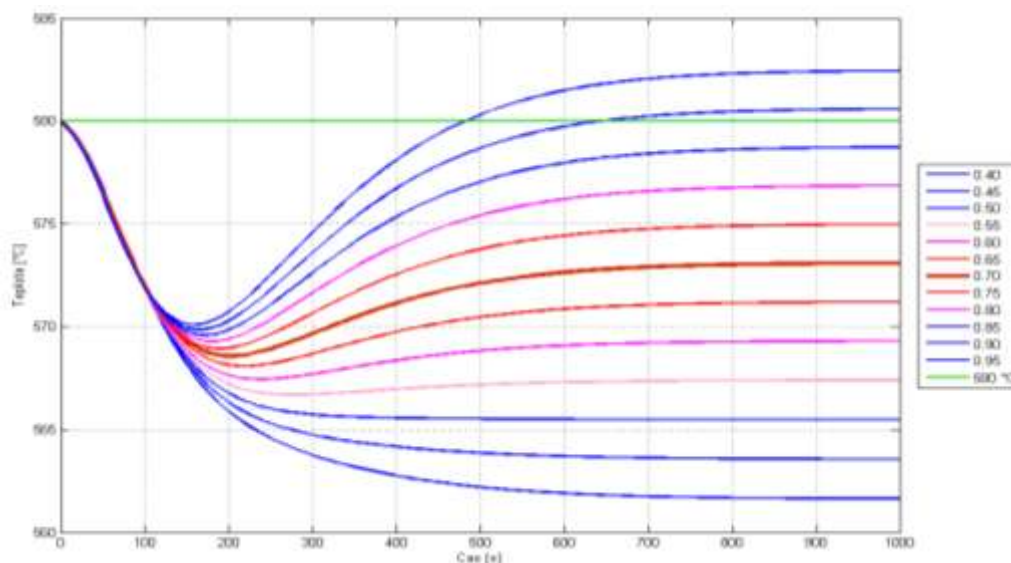
Jako nejvhodnější vyjádření závislosti předaného tepla na poloze ventilu byla zvolena parametrizovaná kvadratická funkce. Nalezenou funkci tepla předaného páře ve vstupním mezipřehříváku v závislosti na aktuálním průtoku páry tímto úsekem lze zapsat ve tvaru

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

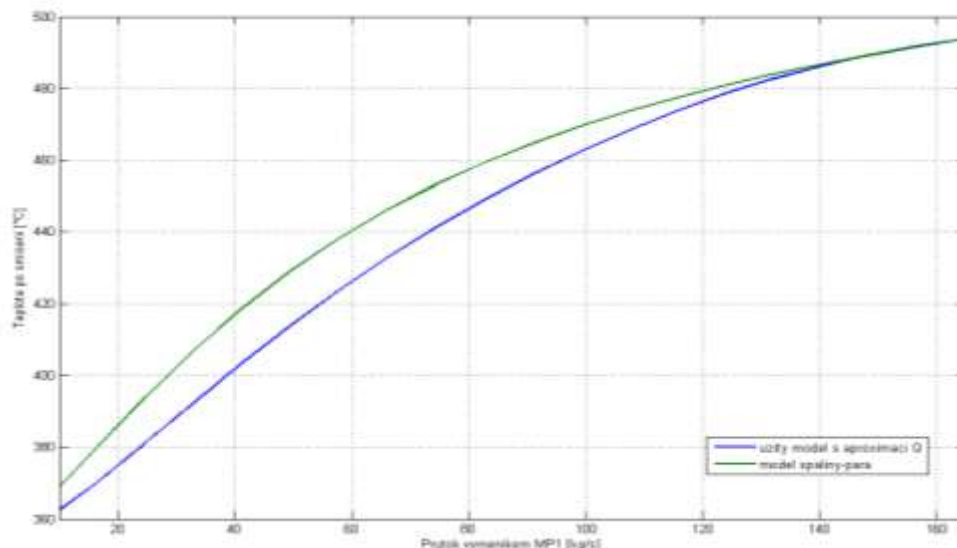
kde \dot{Q}_{in} je veškeré dodané teplo pro danou výkonovou hladinu získané z generátoru vstupů, x je doplněk do jedné z polohy trojcestného ventilu (odpovídá aktuálnímu průtoku ST páry mezipřehřívákem), a , b tvarovací koeficienty, $a = -4 \cdot (p - 0,5)$, $b = 4 \cdot p - 1$, p je penalizační koeficient,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

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]. 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 a do Matlabu korektně přidaný „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 jí 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

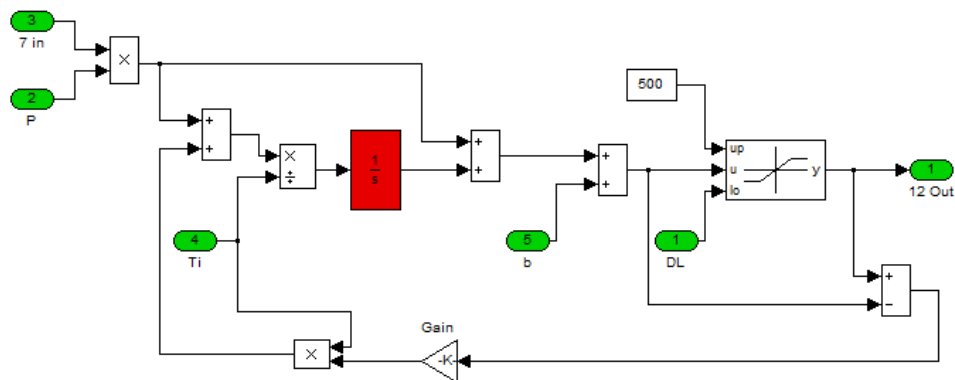
části parního oběhu je ještě navíc dalším vstupem normalizovaná velikost akčního zásahu a parametry médií, z kterých se má pára směřovat. Parametry vody/páry je vždy vektor [teplota, tlak, průtok]. Výstupy z bloku lze rozdělit na část, která se používá pro spojení s dalším blokem, a na část informační. 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 spalin, 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 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. 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 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.

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 ochran a 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

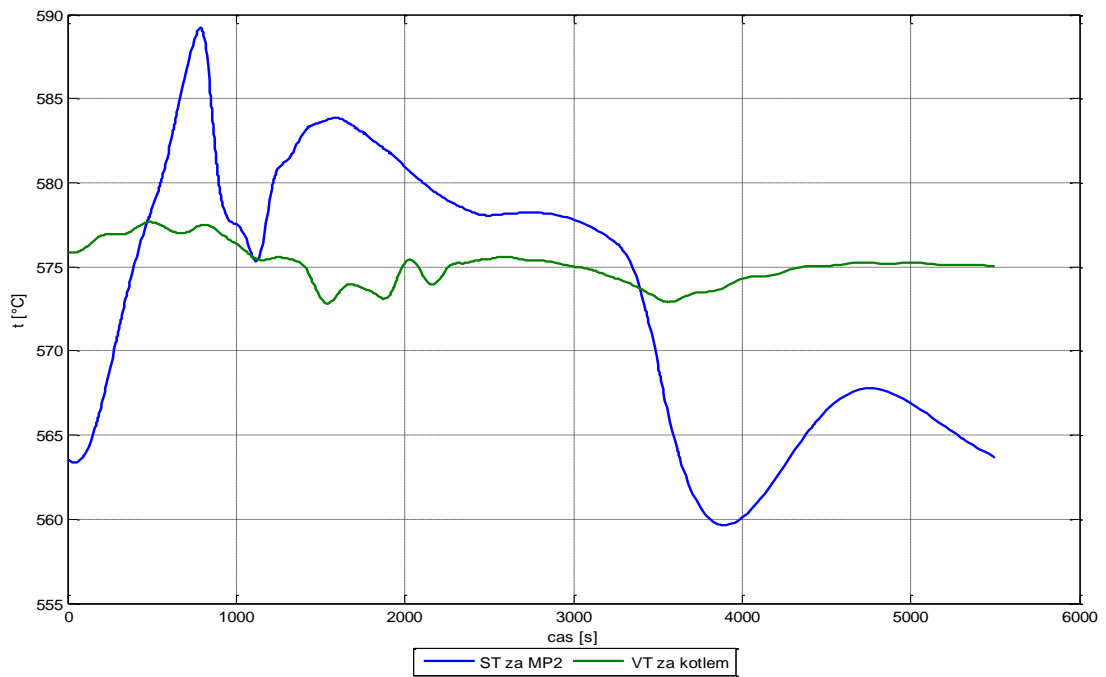
Pro zajištění komfortního ovládání a spouštění simulací je zcela samostatně řešen problém počátečních podmínek. Jako optimální varianta byla nakonec zvolena metoda implementovaná a nabízená přímo Simulinkem. Simulink je schopen uchovávat si informaci o kompletním obraze, aktuálním stavu, všech integrátorů. 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.

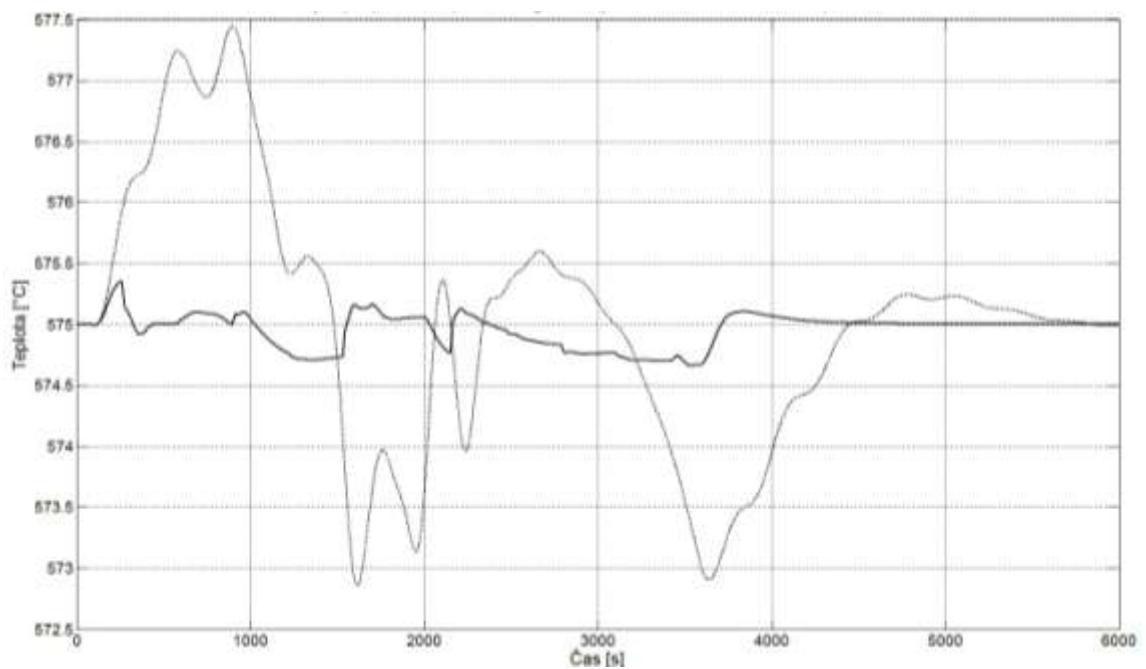
Pro případ potřeby nahradit stávající algoritmus řízení jiným je možné stávající algoritmus buď úplně odpojit, nebo nahradit jen vybrané části. Při přechodu na ruční režim pro jednotlivé ventily je zatím nejschůdnější cestou rozpojit uzavřenou smyčku před blokem „*dyn ventilu*“ a jako vstup použít své 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.

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 řídicího 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 bezsporné, 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 průtlačného 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.; WEIGLHOFER, 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, *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 akumulací 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 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 Wroclawiu*, 2007, s. 115-118, Jelenia Gora, 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