

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav procesního inženýrství

Ing. Dominika Babička Fialová

**VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ DISTRIBUCE PRACOVNÍCH LÁTEK V PROCESNÍCH
ZAŘÍZENÍCH**

COMPUTATIONAL MODELLING OF FLOW DISTRIBUTION
IN PROCESS EQUIPMENT

Zkrácená verze dizertační práce

Obor:	Konstrukční a procesní inženýrství
Školitel:	doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
Oponenti:	Prof. Dr.-Ing. Marcus Reppich University of Applied Sciences Augsburg, Německo Ing. Jiří Buzík, Ph.D. HUTIRA-VISION, s.r.o. Popůvky u Brna
Datum obhajoby:	16. června 2022

Keywords

Fluid flow distribution; heat flux distribution; computational modelling; analytical model; CFD; matrix approach; composite modelling system; heat transfer equipment; convection section; cross flow; dividing manifold; design optimization

Klíčová slova

Distribuce toku pracovních látek; distribuce tepelného toku; výpočtové modelování; analytický model; CFD; maticový přístup; kompozitní modelovací systém; zařízení na výměnu tepla; konvekční sekce; křížový tok; distributor

Místo uložení dizertační práce

Ústav procesního inženýrství, FSI, VUT v Brně

© Dominika Babička Fialová, 2022

Tato práce vznikla jako školní dílo na Vysokém učení technickém v Brně, Fakultě strojního inženýrství. Práce je chráněna autorským zákonem a její užití bez udělení oprávnění autorem je nezákonné, s výjimkou zákonem definovaných případů.

ISBN 80-214-...

ISSN 1213-4198

OBSAH

1	ÚVOD	5
1.1	Definice nerovnoměrné distribuce pracovních látek	5
1.2	Náklady spojené s nerovnoměrnou distribucí toku	6
1.3	Kontext v rámci ČR	7
2	Cíle práce	8
2.1	Vize kompozitního modelovacího systému zohledňujícího distribuci toku a tepla	9
2.2	Struktura práce.	9
3	METODY VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ	10
3.1	Výběr metody výpočtového modelování	10
3.2	Hodnocení distribuce toku.	11
4	KOMPOZITNÍ MODELOVACÍ SYSTÉM	12
4.1	Model trubkového svazku zohledňující distribuci toku.	12
4.2	Tepelně-hydraulický model	14
4.3	Model pro analýzu funkce distributoru	15
5	PŘÍPADOVÉ STUDIE	16
5.1	Lineární modifikace tvaru komor distribučních systémů	16
6	Aplikace adaptovaného maticového modelu	21
6.1	Přehřívák páry v konvektivní sekci parního kotle	23
7	ZÁVĚR	25
7.1	Budoucí práce	26
	REFERENCE	27
	CURRICULUM VITAE	29
	ABSTRACT	30

1 ÚVOD

Úvod Rozdělení pracovní látky do vysokého počtu paralelních větví za účelem jejich dalšího efektivního zpracování v rámci jednotkových operací je úloha zcela běžná v procesním a energetickém průmyslu, nicméně také stále problematická. Přestože je distribuci toku médií věnováno mnoho pozornosti (alespoň dle záznamů v databázích vědeckých prací), praktické dopady – tedy reálné využití poznatků o dílčím proudění ve vztahu s lokálním přenosem tepla, zakomponování výpočtů do návrhových postupů apod. – jsou spíše menší. Jednou z významných překážek výraznějšího transferu poznatků do praxe je nejednoznačnost řešení úlohy distribuce toku, kdy jednoduše neexistuje jedna správná varianta provedení zařízení, která povede k optimálnímu rozdělení pracovních látek, ale cest je vždy několik a výsledná volba je kompromisem přání zadavatele (kromě základní pořizovací ceny také např. minimální zásahy do stávajícího technologického celku) a doporučení projektanta. Naproti tomu je však možné prohlásit, že dobrá distribuce pracovních látek patří mezi základní a zásadní předpoklady spolehlivého a bezpečného návrhu a provozu celého zařízení či jeho dílčích částí.

O distribuci pracovních látek se nejčastěji uvažuje v oblasti zařízení pro výměnu tepla, kde je paralelizace proudu patrně nejmarkantnější; v tomto smyslu se předložená dizertační práce zaměřuje především na procesní zařízení, jako jsou výměníky tepla, procesní pece a kotle. V následujících částech jsou kromě definice samotného pojmu *nerovnoměrné distribuce pracovních látek* nastíněny její typické projevy a úzká souvislost s jinými provozními potížemi zařízení. K tomu je doplněn také kontext, jak se může finančně projevit řešení potíží *ex post* místo jejich předcházení formou vhodného návrhu, a také je nastíněn potenciál využití výsledků této práce v České republice.

1.1 DEFINICE NEROVNOMĚRNÉ DISTRIBUCE PRACOVNÍCH LÁTEK

Nerovnoměrná distribuce toku média je pojem, kterým se obvykle označuje odchylka od ideální hodnoty průtoku pracovní látky jednou z větví paralelizovaného systému. Tato ideální hodnota dílčího průtoku vycházející z předpokladu naprosto rovnoměrného rozdělení je zásadní pro jakékoli inženýrské výpočty, počínaje bilančními přes tepelně-hydraulické až po pevnostní výpočty. Nicméně dosažení tohoto ideálního stavu distribuce pracovních látek v desítkách či stovkách paralelních kanálů, které se běžně používají v zařízeních na přenos tepla, je takřka nemožné i u správně navrženého, vyrobeného a provozovaného aparátu. Z tohoto je jasné, že vliv na tepelný výkon zařízení, který provozovatele zajímá především, je malý a velmi špatně pozorovatelný, dokud nedosáhne nerovnoměrnost toku určité úrovně. Obecně tedy bývá nerovnoměrná distribuce toku zanedbávána, protože je její vliv na výkon tepelného zařízení dostatečně pokryt korekčními, bezpečnostními a zanášecími součiniteli tak, že výpočet tepelného výkonu (z přenosové rovnice) dává dostatečně přesné výsledky a kompenzuje případné ztráty. Tato situace však platí pouze u „samoregulačních“ návrhů, (normalizovaných) zařízení s velmi nízkou úrovní nerovnoměrné distribuce; staršími publikacemi bývá zmiňovaná hranice 5% odchylky od průměrné hodnoty (viz např. Hewitt, 1998).

V oblasti procesního průmyslu navrhl Uruh během společného sympozia organizací ASME a AIChE redefinici pojmu nerovnoměrné distribuce „*dvoufázového toku látky jako stav, který vede k poklesu tepelné kapacity*“ (Kitto and Robertson, 1989). Opět se tedy v definici držel vztahu nerovnoměrné distribuce látek k tepelnému výkonu zařízení. Jak však upozornili autoři shrnutí (Kitto and Robertson, 1989), zásadní potíže nerovnoměrného rozdělení látek se mohou projevit mechanickým poškozením některých částí aparátu (např. vlivem vibrací vyvolaných prouděním či nerovnoměrnými teplotními napětími), přestože nebyl pozorován pokles výkonu zařízení. S ohledem na fakt, že nerovnoměrná distribuce toku se netýká pouze dvoufázového toku (i když právě u něj jsou projevy

výraznější), je vhodné proto Uruhovu definici rozšířit: *Nerovnoměrná distribuce toku látek je stav, při němž vzniklé lokální teplotní či rychlostní extrémy mohou významně ovlivnit provoz zařízení.*

V předložené dizertační práci budou tedy mimo jiné vyhodnocovány i stavy, při nichž zdánlivě marginální nerovnoměrnost rozdělení pracovní látky do dílčích větví distribučního systému fatálně ovlivnila spolehlivost zařízení na přenos tepla. Je také nutné zdůraznit, že vliv na provoz zařízení nemusí být nezbytně vždy negativní. Přestože nevýhody spojené s nerovnoměrností toku médií u procesních aplikací převažují, někteří výzkumníci se naopak zabývají využitím tohoto jevu především v oblasti chlazení elektroniky (např. Kumar and Singh, 2019).

V rámci již zmíněného symposia zaměřeného na nerovnoměrnou distribuci toku v zařízeních na přenos tepla (Kitto and Robertson, 1989) byly příčiny nerovnoměrné distribuce rozděleny do 4 kategorií: (i) vyvolané návrhem zařízení (geometrie systému, vstupní podmínky včetně např. povětrnostních podmínek, nepřesnosti a tolerance výroby a montáže); (ii) vyvolané vlastnostmi pracovní látky (viskozita, hustota); (iii) vyvolané separací a nestabilitou dvoufázového toku; (iv) vyvolané zanášením. Jak vyplývá z tohoto výčtu, zásadním krokem pro dosažení nejprůběžnějšího rozdělení pracovních látek je vhodná volba geometrických parametrů zařízení, přičemž seznam nezbytně nutných údajů se může značně lišit dle typu zařízení a jeho celkových rozměrů. Kromě těch nejzásadnějších parametrů (celkový tvar distribučního systému, průměry a délka komor, počet paralelních větví atd.), které jsou ostatně předmětem i klasického návrhového výpočtu, pak může být nezbytné zahrnout i poměrně podrobné informace o geometrii, zvláště pokud se jedná o kompaktní výměníky tepla s velmi malými hydraulickými průměry nebo tzv. mini-, mikro- a nano-systémy, u kterých může výrobní tolerance (včetně obráběcích prací) způsobit závažné potíže dokonce u jinak dobře navrženého zařízení.

Škála faktorů, které musí být brány do úvahy, je tedy natolik široká, že lze prohlásit, že se nerovnoměrná distribuce toku týká v podstatě všech typů zařízení pro výměnu tepla. Navíc současné trendy návrhu těchto zařízení zvýrazňují význam nerovnoměrné distribuce; jedná se především o úpravy vedoucí k vyšší účinnosti stávajících systémů, snahy vedoucí ke zvýšení kompaktnosti aparátu se současným navyšováním jeho výkonu, ale také lze zmínit oblast specifických návrhů zařízení integrujících několik funkcí do jednoho aparátu (Jegla et al., 2020). Nové projektantské přístupy zároveň neumožňují korektní použití zmíněných bezpečnostních součinitelů, které jsou dosud hojně využívány v inženýrské praxi návrhových výpočtů.

1.2 NÁKLADY SPOJENÉ S NEROVONOMĚRNOU DISTRIBUCÍ TOKU

Finanční dopady jakéhokoli provozního problému, nerovnoměrnou distribucí toku nevyjímaje, lze rozdělit na čtyři oblasti: (1) zvýšené investiční náklady, (2) dodatečné provozní náklady, (3) ztráty produkce, (4) náklady za nápravné operace. Samozřejmě body (1) a (2) jsou spojeny se stavem, kdy ještě nemuselo dojít k odstávce daného zařízení, ať už plánované či nikoli. Při odhadu finančních důsledků nerovnoměrné distribuce pracovních látek v zařízeních na přenos tepla je obvykle nutné vycházet z jiných jevů, které lze přímo či nepřímo spojit s distribucí toku. Toto samozřejmě souvisí s obtížným, ne-li nemožným monitoringem nerovnoměrného toku tekutin v reálných provozních podmínkách. V tomto ohledu se jako vhodný doprovodný problém jeví zanášení, které je (na rozdíl od nerovnoměrných průtoků či rychlostí v jednotlivých kanálech) provozovateli také dobře monitorováno prostřednictvím např. teplot stěn trubek či tlakových ztrát. Velmi důkladnou finanční analýzu důsledků zanášení provedl ve své monografii Bott (1995), který kromě konkrétních příkladů a částek uvádí též informace o nárůstu nákladů na řešení zanášení v zobecněné formě, jež jsou stále aktuální. V této zkrácené verzi dizertační práce zmíním pouze náklady spojené s nápravnými a preventivními opatřeními.

V rámci petrochemických provozů doporučuje Bott (1995) užití aditiv, neboť roční úspora nákladů při využití chemických přípravků proti zanášení může vystoupat až na 50 %, a to i po započi-

tání pořizovacích nákladů na tato aditiva. Podobná je situace v provozech, kde je jednou z pracovních látek voda. Zde je nezbytné zvolit vhodnou technologii pro úpravu chladicí vody, což zpomalí či zamezí nejen korozi, ale i formování nánosů vodního kamene, případně nánosům biologického původu. Pakliže není možné použít chemické látky coby aditiva, je žádoucí zvážit třeba systémy on-line čištění výměníků – tyto úpravy provozu však vyžadují již nemalé investice, u kterých je nutné analyzovat i finanční rizika. Úlohy z praxe ukazují, že nejvhodnější prevencí u spalinových výměníků bývá obvykle nestandardní provedení aparátu, které adekvátně zahrnuje i řešení distribuce pracovních látek v trubkovém (viz např. Turek et al., 2011) i mezitrubkovém (viz např. Stehlík, 2011) prostoru.

Sklony pracovních látek ke tvorbě nánosů mohou být dále negativně ovlivněny nevhodným provozováním celku. Tento fakt demonstroval Bott (1995) na příkladu kondenzátoru s různou mírou nánosů, který byl provozován v rámci uhelné elektrárny. Dodatečné výdaje spojené s omezeným provozem byly o 80 % vyšší než v případě, kdy byla turbína plně vytížená. Jak však Bott (1995) poznamenává, v případě horkých a chladných *utilit* je správné vyhodnocení stavu aparátu komplikované mimo jiné i kvůli dynamice procesu zanášení, kdy vliv zanášení nemusí být dlouho vůbec patrný. Zde lze opět navázat dříve uvedenými informacemi: (i) záleží, kde a jak je prováděn monitoring; (ii) členitý distribuční systém je do jisté míry schopen sám kompenzovat nedostatečnou funkčnost některých větví tak, že se odchylky neprojeví snížením celkového výkonu zařízení; (iii) vhodný návrh a dodržení návrhových podmínek jsou zcela zásadní pro snížení dopadů nerovnoměrné distribuce toku a s ní spojenými negativními jevy.

Zcela ojedinělým příkladem výzkumu zohledňujícím nerovnoměrnou distribuci toku látky při technicko-ekonomické optimalizaci jsou práce skupiny vedené Hajabdollahim. Zatímco běžné optimalizační úlohy uvažují rovnoměrný tok obou pracovních látek, Hajabdollahi and Seifoori (2016) srovnávali u kompaktního výměníku tepla vliv tří modelových variant nerovnoměrných rychlostních profilů vstupujících látek na účinnost zařízení a na jeho celkové roční náklady (dále jen TAC). Jelikož distribuce toku látky ovlivňuje rozložení teplot obou médií ve výměníku a tlakové ztráty v dílčích kanálech, promítá se vliv nerovnoměrné distribuce do obou složek TAC, tj. do investičních (souvisejících s potřebnou teplosměnnou plochou pro požadovaný tepelný výkon) i provozních nákladů (souvisejících s tlakovými ztrátami výměníku). Návrh výměníku tepla s rovnoměrně distribuovanými pracovními látkami vykazoval nejlepší hodnoty účinnosti i TAC ve všech modelovaných případech. Z výsledků pro mocninový průběh rozdělení toku (s nejmenšími modelovanými odchylkami od rovnoměrného rozdělení od -21% do $+14\%$) je však jasné patrné, že i poměrně vysoká úroveň nerovnoměrnosti toku se na účinnosti zařízení v podstatě neprojeví – Hajabdollahi and Seifoori (2016) predikovali pokles účinnosti o max. $0,94\%$ ve srovnání s hodnotami pro rovnoměrný stav, nárůst TAC pak odhadují max. $1,63\%$. Velmi silná nerovnoměrnost parabolického rozdělení toku (s odchylkami od rovnoměrného rozdělení toku od -74% do $+49\%$) se již výrazně projevuje poklesem účinnosti až o $3,38\%$ a především nárůstem TAC až o $10,49\%$. Aby se předešlo výrazně vyšším celkovým nákladům ve spojitosti s nerovnoměrným tokem, je vhodné v rámci dalšího kroku technicko-ekonomické analýzy zvážit implementaci konstrukčních prvků, které by sice mohly navýšit investiční náklady takového návrhu, ale zároveň by mohly významně snížit provozní výdaje díky lepší distribuci látky, potažmo nižším tlakovým ztrátám (Hajabdollahi and Seifoori, 2016).

1.3 KONTEXT V RÁMCI ČR

Z české průmyslové sféry je informací nepoměrně méně a oficiálně publikované případy havárií (a zveřejněný finanční rozměr celé události) většinou sahají dále do minulosti. Údaje o provozních potížích a jejich finančních důsledcích průmyslové subjekty jen nerady sdílejí. Obecně lze však konstatovat, že analýza příčin provozních potíží (tzv. *troubleshooting*) a opravy jsou zpravidla tech-

nicky náročnější než předcházení problematické situaci vhodnějším návrhem, který však může být vyšší jednorázovou investicí nebo znamenat větší zásahy do stávajícího provozního celku. Mnohdy je navíc havárie způsobena nedodržením zadávacích podmínek (ať už se to týká průtoků pracovních látek nebo jejich složení), na které bylo celé zařízení původně navrženo. Celá událost (akutní řešení havárie, analýza příčin a oprava zařízení, výpadek výroby) pak mívá velký ekonomický dopad¹, který obvykle převyšuje původní investiční náklady spojené s vhodnějším návrhem.

Celkový dopad nevhodné distribuce pracovních látek v zařízeních pro výměnu tepla lze tedy odhadovat pouze obtížně. Nicméně jak potvrdily mimo jiné ohlasy na dosavadní publikace autorky, jedná se o stále nedostatečně vyřešenou oblast návrhu zařízení, která skýtá značný potenciál, ať už se pozornost zaměří na úspory provozních nákladů (energie či údržba) nebo na dodatečné náklady za nápravná opatření a ušlý zisk. Několik průmyslových příkladů ve třetí části této práce navíc ukazuje široké rozpětí typů zařízení (dle zaměření provozu, charakteru pracovních látek či instalovaného výkonu), což vyvrací tradiční představu, že se tato problematika týká jen zařízení pracujících se silně znečištěnými látkami.

Není myslitelné, aby všechna zařízení na přenos tepla byla evidována, proto lze vytvořit pouze odhad například počtu průmyslových provozů, ve kterých lze očekávat prostor pro zlepšení procesní výměny tepla nebo efektivnější využití primárních zdrojů skrze vhodnější rozdělení pracovních látek v zařízeních pro výměnu tepla. Jeden z možných nástrojů pro evidenci a regulaci vybraných průmyslových činností poskytuje zákon č. 76/2002 Sb., o integrované prevenci a o omezování znečištění, o integrovaném registru znečišťování a o změně některých zákonů (zákon o integrované prevenci), ve znění pozdějších předpisů (Zákon č. 76/2002 Sb., 2021). V klíčových oblastech procesního a energetického průmyslu je registrováno více než 500 zařízení. Další evidenci podléhají subjekty, které vyrábějí či jinak podnikají s elektrickou a tepelnou energií. Podle dostupných údajů Energetického regulačního úřadu (Energetický regulační úřad, 2021) bylo k datu 18. 6. 2021 uděleno 658 licencí pro výrobu tepelné energie, přičemž jeden záznam může obsahovat několik položek provozoven bez omezení, zda se jedná o instalovaný výkon parní, teplovodní nebo horkovodní, případně o kombinovanou výrobu elektřiny a tepla. Údaje tedy zahrnují kromě velkých zdrojů (teplárny, elektrárny a zařízení pro energetické využití odpadu), také menší provozovny (kotelny, výtopny). Celkově se ke konci IV. čtvrtletí 2020 jednalo o instalovaný výkon cca 40 000 MW (Energetický regulační úřad, 2020). I zdánlivě zanedbatelný pokles účinnosti o 1 % způsobený nerovnoměrnou distribucí pracovních látek, jaké uvažovali ve svém shrnutí Kitto and Robertson (1989), pak má výrazné dopady nejen na hospodářství (z hlediska nákladů investičních i provozních), ale s přihlédnutím ke spotřebě paliv a následných emisí také na životní prostředí.

2 CÍLE PRÁCE

Na základě důkladné rešerše dostupných metod a vlastních průběžných výsledků byl stanoven rámcový cíl – specifikovat pragmatický kompozitní modelovací systém (dále jen KMS) pro systematický návrh zařízení na přenos tepla v procesním průmyslu, který umožní včas určit kritická místa navrhovaného zařízení z hlediska nerovnoměrné distribuce tepelného toku a distribuce toku pracovních látek. Hlavní výhodou takového kompozitního modelovacího systému je kombinace výpočtově nenáročných a relativně jednoduchých metod, které společně s běžně používanými výpočtovými postupy rychle a přesně upozorní na nebezpečí negativních provozních jevů, jež jsou spojené s nedostatečně spolehlivým návrhem procesního zařízení.

V rámci této dizertační práce je hlavním cílem indentifikovat a vyvinout zásadní výpočtové modely, které budou součástí kompozitního modelovacího systému a vyplní současná „bílá místa“ v návrhu zařízení. Využití zařízení pro výměnu tepla je v procesním průmyslu velice široké, proto

¹Konkrétní částky zmiňuje Bernasovský (2017) na příkladu rafinerie, kde ztráty vyčíslili na 2,2 mld. Kčs.

bylo zaměření této práce zúženo a práce se soustředí na systematický výpočetní postup vhodný především pro zařízení pracující v konvekčním režimu přenosu tepla a bez změny fáze pracovních látek. Dílčí cíle práce, které podporují dosažení hlavního cíle, tj. KMS pro konvekční sekci procesních zařízení, je možné rozdělit do těchto bodů:

1. rozbor existujících modelovacích přístupů se zaměřením na analýzu distribuce toku pracovních látek a modely přenosu tepla;
2. výběr a výpočtové zpracování vhodného modelu popisujícího distribuci pracovních látek, který umožňuje kontrolu existujících provedení i návrh nových případů větvených trubkových systémů;
3. s pomocí vhodných úprav existujících modelů vývoj vlastního výpočtového modelu popisujícího přenos tepla v komplexních provedeních trubkových sekčních výměníků pro využití odpadního tepla plyných proudů a umožňujícího zohlednit nerovnoměrné rozdělení pracovních látek a tepelného toku;
4. experimentální a výpočtové ověření vyvinutých metod, resp. modelů vyvinutých v bodech 2. a 3.;
5. aplikace vyvinutých metod z bodů 2. a 3. na reálných příkladech z praxe.

2.1 VIZE KOMPOZITNÍHO MODELOVACÍHO SYSTÉMU ZOHLEDŇUJÍCÍHO DISTRIBUCI TOKU A TEPLA

Současná praxe navrhování spalovacích zařízení trpí jistými nedokonalostmi zavedených standardů. Proto bývají tyto základní výpočty různě doplňovány o nízkonákladové (tzv. *low-cost*) modely radiačních komor a konvekčních sekcí (dále jen RS, KS), případně (pokud je dostatečné množství informací nezbytných pro finální návrh zařízení) bývají tyto části rovnou detailně analyzovány pomocí CFD. I přes zjevné propojení obou částí však modelování probíhá převážně odděleně. To nemusí být na škodu, je-li předmětem zájmu pouze jedna část zařízení, ale v případě návrhu nebo kontroly celého zařízení je takový postup zcela nesystematický a snižuje efektivitu celého procesu.

Na základě těchto zkušeností s návrhy spalovacích zařízení, vyplynula potřeba ucelené metodiky, která by dosavadní výpočty propojila. Cílem je představit právě takový rámec kompozitního modelování, který doplní základní tepelně-hydraulické výpočty RS a KS (provedené v prvním stupni výpočtu) o rychlé a přesné *low-cost* výpočetní modely (druhý stupeň výpočtu) zohledňující výpočty nerovnoměrné distribuce toku tepla a pracovních látek. Homogenní řešení kompletního zařízení si tím pádem udrží vysokou přesnost. Primární účel této metodiky, která byla představena v práci (Fialová and Jegla, 2019), je použití během úvodních návrhů spalovacích zařízení s případným využitím pro kontrolní výpočty.

Modely navržené pro detailní analýzu a zpřesnění návrhu RS jsou rozebrány v práci (Fialová and Jegla, 2019), kde byla poprvé představena vize kompozitního modelování na příkladu trubkové pece a kotle. V této dizertační práci budou podrobně popsány modelovací metody pro analýzu KS. Princip KMS, resp. jeho modely, jsou přímo přenositelné i na oblast systematického návrhu individuálních trubkových výměníků tepla používaných pro různé procesy a subsystémy na využití odpadního tepla.

2.2 STRUKTURA PRÁCE

Předložená dizertační práce je rozdělena na tři hlavní části, které se postupně zabývají dílčími cíli práce. V kapitole 2 jsou podrobně analyzovány používané modelovací přístupy (jejich přednostmi a nedostatky) a také je zde uvedeno doporučené použití. Z této rozvahy vyplývá volba výpočtových postupů a metod vyvíjeného KMS, kterému se věnuje kapitola 3. Nejprve jsou prezentovány základní principy a vazby KMS pro vyhodnocení distribuce toku pracovních látek a distribuce tepla

ve svazcích trubkových výměníků tepla, poté je samostatně představen model distribuce toku média v distribučním systému výměníku tepla a model zohledňující nerovnoměrný přenos tepla a distribuci teplot v řešené oblasti výměníku. Následuje detailní diskuze jednotlivých modelů a srovnání jejich možností s výsledky obdrženými pomocí dostupných komerčních nástrojů; v případě distribučních modelů je představeno také ověření pomocí dat z provedených laboratorních experimentů. Kapitola 4 pak představuje aplikaci vyvíjeného kompozitního modelovacího systému nejen na úlohách z odborné literatury, ale i na průmyslových případech. Flexibilita kompozitního modelovacího systému je ukázána na příkladech, které využívají jak separátně jednotlivé modely, tak kompletní soubor modelů, a to v závislosti na požadavcích zadání a dostupných vstupních informacích. V závěrečné kapitole 5 je doplněno shrnutí současného stavu a možností vyvíjeného kompozitního modelovacího systému a také nástin jeho budoucího rozvoje.

3 METODY VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ

Z důvodů prostorového omezení je ve zkrácené verzi vynechána většina kapitoly 2, která podrobně rozebírá používané modelovací přístupy a jejich doporučené použití pro analýzu distribuce tepla a toku pracovních látek. Zde je uveden velmi stručný souhrn čtyř kategorií modelovacích přístupů s odkazy na kapitoly v plné verzi práce:

- Experimentální modelování – jedná se o nejnáročnější přístup (časově i finančně), ať už jsou využity laboratorní modely, prototypy zařízení nebo provozní experimenty. Přesto by však neměl být opomíjeno ověření spolehlivosti informací získaných výpočetními analýzami právě pomocí naměřených dat. Problematice experimentálního modelování distribuce toku látek je věnována kap. 2.1 plné verze práce.
- Detailní numerické metody – převažující trend v modelování proudění obecně, přičemž nejvíce využívaná metoda (viz kap. 2.2) je výpočtová dynamika tekutin (CFD). Jedná se o nejflexibilnější, avšak zároveň o náročný přístup (časově i cenově), i z tohoto důvodu je preferován k řešení finální podoby navrhovaného zařízení nebo ke zkoumání potíží již provozované jednotky. Naopak využití CFD ve fázi počátečních návrhů není příliš efektivní.
- Zjednodušené (globální a analytické) modely – vhodné pro počáteční fázi návrhů, kdy je třeba rychle vyloučit zcela nevhodné konfigurace, opakovaně upravovat hlavní rozměry a vybrat nejvhodnější variantu pro další detailní výpočty. Zjednodušené modely a metody kompenzují nižší přesnost výsledků velmi krátkým výpočetním časem, a tedy i nízkou cenou. Díky zacílení na konkrétní zařízení existuje velké množství těchto modelů, kterým je věnována kap. 2.3.
- Hybridní a kombinované modely – čerpají z výhod výše uvedených metod a vhodným spojením různých modelovacích přístupů umožňují získat výsledky s dobrou přesností v relativně krátkém časovém horizontu – viz kap. 2.4.

3.1 VÝBĚR METODY VÝPOČTOVÉHO MODELOVÁNÍ

Z provedené rešerše je zřejmé, že modelů pracujících s nerovnoměrnou distribucí pracovních látek je opravdu mnoho a díky rozličným výhodám a nevýhodám neexistuje jeden jediný vhodný pro každou úlohu. Volbu typu modelu je nutné vždy zvážit individuálně podle požadované přesnosti dat, přiděleného času a finančního rozpočtu pro provedení simulací, výkonnosti výpočetního hardwaru a případné dostupnosti experimentálních dat.

S ohledem na přednosti a nedostatky základních modelovacích přístupů lze formulovat základní doporučení pro výběr vhodného přístupu v následujících situacích (Jegla, 2022):

- složitější geometrie a nutná vysoká přesnost – detailní numerický model (CFD);
- složitější geometrie a dostupná experimentální data – kombinovaný model vyladěný pomocí dostupných dat;
- jednodušší geometrie a dostupná experimentální data – analytický model vyladěný pomocí dostupných dat.

Samozřejmě je také možné využít experimenty s prototypy zařízení, ale pak jde (zvláště v případě tvarové optimalizace) o časově a finančně velmi náročný proces.

Další vodítko k volbě vhodného modelovacího nástroje může poskytnout už samotný účel výpočtu – zda se jedná o návrh nového zařízení, nebo naopak je-li účelem analýza příčin potíží již provozovaného zařízení. Oba výpočty mají svá specifika. Při predikci distribuce toku látek (a případně přenosu tepla) v rámci návrhu nového zařízení je kladen důraz na rychlost provedení výpočtu, neboť je obvykle vyžadováno časté opakování výpočtu. V počáteční fázi návrhu se obvykle (opakovaně) mění geometrické i provozní parametry, jejichž hodnoty jsou v dalších iteracích návrhu postupně zpřesňovány a optimalizovány. I přes probíhající změny je už v této fázi návrhu žádoucí zohlednit i distribuci toku látek, v tomto případě analytickým nebo zjednodušeným numerickým modelem. Naopak během *troubleshootingu* je kladen důraz na přesnost výsledků distribučního modelu. Geometrie i provozní podmínky jsou známy, díky čemuž je možné lépe zacílit model nebo ho zpracovat detailněji; na druhou stranu je zde faktor finančních ztrát kvůli odstávce provozu, opravě, případně výměně zařízení či jeho součástí. Z těchto důvodů jsou pro *troubleshooting* doporučeny detailní CFD nebo kombinované modely.

Přístup výpočtového modelování distribuce toku látek, který je představen dále v této dizertační práci, lze zařadit do skupiny kombinovaných modelů. Pro navržený KMS zaměřený na analýzu konvektivních výměníků tepla byly na základě provedené rešerše vybrány k další rozboru tyto metody:

1. model distribuce toku v trubkovém prostoru (TP) – 1D diferenciální model (Bajura and Jones, 1971), 1D diskretní model (Bailey, 1975);
2. model distribuce toku v mezitrubkovém prostoru (MP) – zobecněný CFD model, případně uvažovat tok látky v MP jako rovnoměrně rozdělený;
3. tepelný model zohledňující nerovnoměrnou distribuci toku látek – metoda buněk (Gaddis, 1998) a maticový přístup (Silaipillayarputhur and Idem, 2013).

Samozřejmě je zároveň snahou využít v KMS experimentální data, případně data z provozu zařízení, jsou-li k dispozici.

3.2 HODNOCENÍ DISTRIBUCE TOKU

Jeden z faktorů, který výrazně ztěžuje zakomponování hodnocení distribuce toku pracovních látek do širšího povědomí a do běžné inženýrské praxe, je absence jakékoli standardizace a toho plynoucí nejednotnost autorů při posuzování nerovnoměrnosti rozdělení toku. Zásadní roli ve volbě vhodného kritéria hraje proto geometrie šetřeného zařízení, ale také požadavek zadavatele či projektanta, respektive jak se s touto informací dále pracuje. Obecně lze kritéria pro hodnocení distribuce toku rozdělit do dvou skupin (Fialová and Jegla, 2021):

1. jednohodnotová kritéria – nerovnoměrnost distribuce toku látek je vyjádřena jedinou hodnotou pro celý distribuční systém obsahujícím obecně n dílčích větví;
2. „spojitá“ kritéria – nerovnoměrnost rozdělení pracovní látky je vyhodnocena v každé větvi zvlášť, výsledkem je tedy soubor n hodnot.

Výhodou jednohodnotových kritérií je především jejich jednoznačnost, uživatel se rychle zorientuje a snadno rozezná lépe a hůře fungující konfiguraci zařízení z hlediska rozdělení pracovní látky. V případě variačního koeficientu (dále RSD) lze navíc porovnávat i různé velké systémy o různém počtu paralelních větví. Problematická je však identifikace kritické oblasti výměníku, zda

se jedná např. o jednu neprůtočnou větev či celou skupinu apod. Pro podrobnější vhled do rozdělení toku v zařízeních jsou proto vhodnější „spojitá“ kritéria, která mohou mít formu bezrozměrných veličin (např. normalizovaný průtok dílčími větvemi $Q_{N,i}$). Tato kritéria lze i dobře graficky znázornit, což umožňuje přehledné srovnání rozdělení pracovní látky do jednotlivých částí zařízení např. při změně provozních parametrů nebo úpravě geometrických parametrů. Obecně však může být tento typ distribučního kritéria poněkud nepřehledný, je-li použitý samostatně, proto bývá u členitějších systémů často využíván jako doplněk k základnímu jednohodnotovému kritériu.

Zmíněné kritérium RSD vyjadřuje podíl směrodatné odchylky a průměrné (ideální) hodnoty průtoku, viz rovnice (1) ve variantě pro objemové průtoky Q . Kromě výše zmíněné univerzálnosti patří k výhodám tohoto jednohodnotového kritéria také možnost spolehlivě zohlednit nežádoucí zpětný tok některou větví. Hodnoty RSD blízké nule znamenají ideální stav s rovnoměrně distribuovanou pracovní látkou v zařízení. V rovnici (1) značí n celkový počet větví systému, dolní indexy i a id i -tou větev distribučního systému a ideální (průměrnou) hodnotu průtoku. V rovnici (2) je objemový průtok v dílčí i -té větvi normalizován pomocí průměrné hodnoty průtoku jednou větví.

$$RSD = \frac{100}{Q_{id}} \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_i - Q_{id})^2 \right]^{1/2} \quad (1)$$

$$Q_{N,i} = \frac{Q_i}{Q_{id}} \quad (2)$$

4 KOMPOZITNÍ MODELOVACÍ SYSTÉM

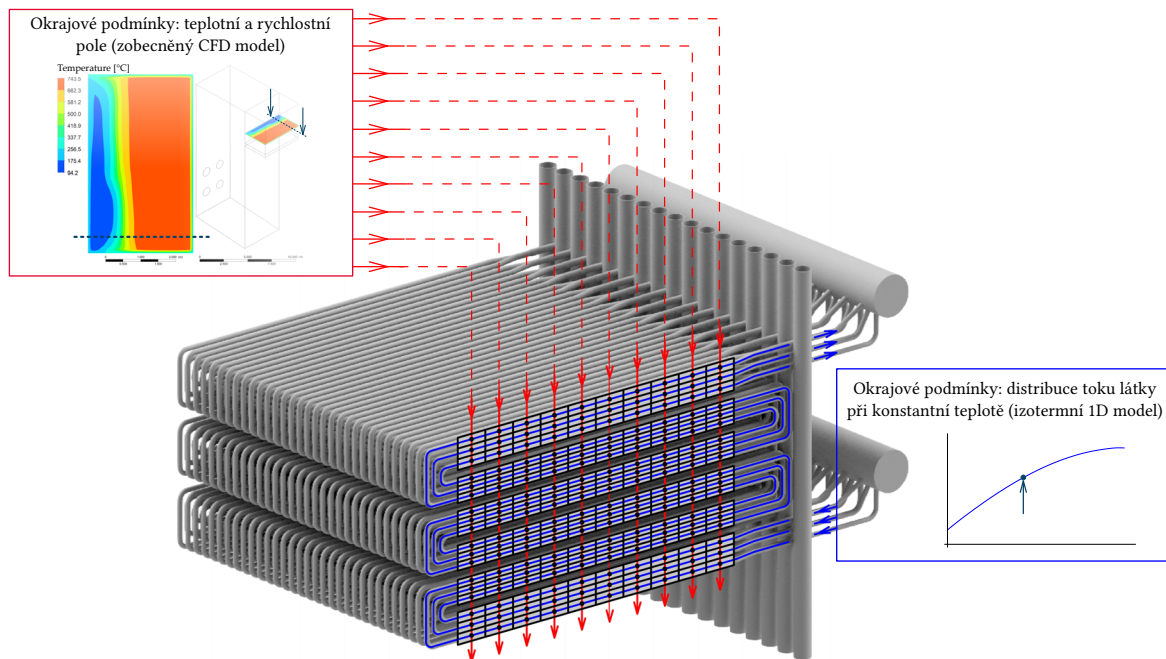
Popis modelování KS zařízení na přenos tepla je vzhledem ke složitosti problematiky rozdělen na dvě části: (1) metody popisující přenos tepla, (2) predikce rozdělení pracovních látek ve větvených systémech typu svazků trubkových výměníků tepla. Předložená dizertační práce navazuje na předchozí výzkum, a proto se detailněji nezabývá získáním okrajových podmínek pracovní látky v MP. Pokud nejsou k dispozici potřebná data, pracuje KMS na vstupu do výměníku s předpokladem dokonale promísené pracovní látky (tedy konstantní vstupní teplotou všech dílčích proudů), která je rovnoměrně distribuována v celém průtočném průřezu (všechny dílčí průtoky jsou stejné). Doplnění KMS buď o data z reálného měření, nebo o výsledky globální CFD analýzy rozdělení toku média na vstupu do výměníku tepla (profil teplot a rychlostí proudění tekutiny v rovině těsně nad trubkovým svazkem sekčního výměníku, jak ukazuje schéma na obrázku 1) je velmi jednoduché.

4.1 MODEL TRUBKOVÉHO SVAZKU ZOHLEDŇUJÍCÍ DISTRIBUCI TOKU

Jak ukázala provedená rešerše, trubkovým svazkům je věnováno hodně pozornosti, avšak většina těchto prací nezohledňuje při výpočtu přenosu tepla také nerovnoměrné rozložení tekutiny v zařízení. Z dostupných metodik diskutovaných v kap. 2 byla vybrána 2D metoda výpočtu přenosu tepla ve výměníku s křížovým tokem prostřednictvím tzv. maticového přístupu (Silaipillayarputhur and Idem, 2013).

Zjednodušující předpoklady obou metod, které jsou využívány i v dále prezentovaných postupech, jsou:

- a) přenos tepla bez fázových změn obou médií;
- b) zanedbatelné tepelné ztráty;
- c) zanedbatelné změny potenciální i kinetické energie mezi jednotlivými elementy výměníku tepla.



Obrázek 1. Základní koncept kompozitního modelovacího systému pro konvektivní výměníky tepla

Ve své původní formě metoda předpokládá také konstantní tepelné kapacity, rovnoměrné rozdělení pracovních látek a neměnnost fyzikálních vlastností s teplotou média. Vzhledem k účelu hledaného modelu však nejsou tato další zjednodušení uvažována.

Pro jednoduchý příklad výměníku tepla s protiproudým křížovým tokem, kdy známé jsou pouze vstupní teploty $T_{1,in}$ a $T_{2,in}$ (dolní index 1 zastupuje médium v MP, 2 médium v trubkách) a poměr tepelných kapacit obou proudů R_1 . Účinnost je vypočítána dopředu ze vztahu P_1 -NTU₁. Neznámými jsou teploty obou médií mezi uzly 1 a 2, $T_{1,1}$ a $T_{2,1}$, a výstupní teploty, $T_{1,2} = T_{1,out}$ a $T_{2,2} = T_{2,out}$. Výsledná matice se sestaví z rovnic (ve zde uvedeném pořadí) energetické bilance obou střetů (uzlů):

$$\text{Uzel 1 :} \quad R_{1,1} (T_{1,in} - T_{1,1}) = T_{2,2} - T_{2,1}, \quad (3)$$

$$\text{Uzel 2 :} \quad R_{1,2} (T_{1,1} - T_{1,2}) = T_{2,1} - T_{2,in}, \quad (4)$$

a dvou rovnic účinnosti:

$$\text{Uzel 1 :} \quad P_{1,1} (T_{1,in} - T_{2,1}) = T_{1,in} - T_{1,1}, \quad (5)$$

$$\text{Uzel 2 :} \quad P_{1,2} (T_{1,1} - T_{2,in}) = T_{1,1} - T_{1,2}. \quad (6)$$

Rozdíly zde prezentovaného vlastního vyvíjeného výpočtu – adaptovaného maticového modelu (AMM) – oproti základnímu postupu (Silaipillayarputhur and Idem, 2013) je možné shrnout do čtyř bodů:

- odlišná metodika výpočtu termické účinnosti založená na vztazích P_1 -NTU₁ (a tedy i R_1), která ponechává neměnné výpočetní vztahy i v případě $CP_1 < CP_2$;
- detailnější výpočet s vyšším počtem proudů média v MP, tedy řešení teplot v kratších úsecích trubek;
- rozlišení $R_{1,i}$, $P_{1,i}$ pro každý uzel i , což umožňuje zohlednit nerovnoměrné rozložení jednoho či obou médií;
- varianty výpočtu umožňují provázat trubky v sousedních chodech bez „virtuálních“ směšovací komor.

Tabulka 1. Porovnání výsledků obdržných pomocí AMM a HTRI

Parametr	Výměník 1–1		Výměník 2–1	
	AMM	HTRI	AMM	HTRI
Výstupní teplota horkého média, °C	688,7	686,3	645,4	642,0
Výstupní teplota chladného média, °C	367,6	369,0	367,1	369,0
Prům. relativní chyba teploty, %	0,38	–	0,53	–
Tepelný výkon, W	16 181	16 100	31 514	30 500
Doba výpočtu, s	0,99	0,63	3,59	1,28

Díky těmto úpravám má AMM univerzálnější využití a postupně je tak možné rozšiřovat aktuální modelovací potenciál maticového přístupu o komplexnější geometrie výměníků s trubkovými svazky. Zásadním rozdílem oproti původnímu maticovému přístupu AMM je zohlednění nerovnoměrné distribuce toku obou pracovních látek a dopad této synergie na přenos tepla v procesním zařízení. Nevýhodou původního maticového přístupu byla poněkud abstraktní tvorba uzlů, které jsou číslovány postupně. Pro účely grafického znázornění výsledků je tento nedostatek vyřešen prvním krokem *post-processingu*, při němž jsou výstupní teploty zapsány do mřížky (analogie se způsobem zápisu metody buněk, viz Gaddis, 1998), z níž jsou následně pomocí dalších procedur volány.

Dalším pozitivem maticového přístupu je také dobrá přesnost výpočtu i bez využití iterací. Pro prezentaci současné verze AMM a jejích možností predikovat rozdělení teplot v zařízení byly výsledky základních úloh porovnávány s výslednými daty z komerčního softwaru HTRI Xchanger Suite (Heat Transfer Research, Inc., 2021; dále jen HTRI) pro návrh zařízení na výměnu tepla typu vzduchový chladič/ekonomizér. Z testů výměníku s čistě křížovým tokem 1–1 vyplývá, že relativní rozdíl vypočítaných výstupních teplot činil maximálně 1 %, nepřesnost vypočítaných tepelných výkonů byla max. 3,5 %. Konkrétní hodnoty sledovaných veličin uvádí tabulka 1. Jak je dále patrné z tabulky 1, ani u konfigurace dvouchodého výměníku s protiproudým křížovým tokem 2–1 se základním dělením toku na tři proudy chladného média (se směšovací komorou) a jeden proud horkého média nedošlo k výraznému nárůstu relativní chyby vůči datům z HTRI. Klíčový faktor pro další rozvoj modelu výměníku (nyní zpracovaného v programu Maple, Maplesoft, 2020) je i krátká doba výpočtu, ve které vyvíjený model výrazně nezaostává za specializovaným nástrojem HTRI (viz také tabulka 1). Pro úplnost je třeba dodat, že všechny výpočty byly prováděny na stolním počítači s procesorem Intel Xeon E3-1240 V2 a operační pamětí 32 GB RAM.

I v prostředí HTRI je možné specifikovat nerovnoměrnou distribuci toku a teplot pracovní látky, nicméně HTRI nedisponuje vazbou na distribuční model a tato data se zadávají prostřednictvím tabulky se vstupním teplotním či rychlostním profilem látky, která je umístěna v MP. Naopak nerovnoměrné rozdělení toku v TP není v HTRI nijak zohledněno, navíc při přechodech mezi jednotlivými chody dochází k průměrování teplot pracovní látky. Jedná se o tzv. tvorbu virtuálních směšovacích komor, a to i v případě, že návrh zařízení tyto prvky neobsahuje. Virtuální komory jsou pak zdrojem nepřesností, kdy ovlivňují především předpověď lokálních teplotních extrémů, které mohou mít závažné důsledky. Naopak výhodou tohoto zjednodušení je zlepšení konvergence výpočtu (Létal et al., 2020).

4.2 TEPELNĚ-HYDRAULICKÝ MODEL

Výše popsáný vývoj modelu trubkového svazku s křížovým tokem, který by zohledňoval vliv nerovnoměrné distribuce toku, byl však zaměřen pouze na stanovení distribuce teplot, resp. lokální hodnoty přeneseného tepla. Samotný AMM však neřeší hydraulickou část výpočtů výměníku tepla

ani stanovení součinitele prostupu tepla U , počtu přenosových jednotek NTU atp., nýbrž je bere jako známé hodnoty. Tepelně-hydraulický základ modelu ve své aktuální podobě vychází z tradičních globálních výpočtových postupů (Hewitt, 1998). Výjimku tvoří pouze stanovení tlakových ztrát média v TP, u kterého se na základě porovnání s HTRI lépe osvědčil výpočet pomocí Darcyho-Weissbachovy rovnice a empirických vztahů pro výpočet místních ztrát dle (Idelchik, 2006). Výsledky globálního výpočtu jsou pak v druhém kroku diskretizovány, aby je mohl využít AMM ve své proceduře. AMM pracuje s rovnoměrným rozložením teplosměnné plochy a také s konstantní hodnotou U v celé řešené oblasti. Na základě stanovené nerovnoměrné distribuce pracovních látek je pak každému výpočetnímu uzlu přiřazena individuální hodnota $R_{1,i}$, NTU_i a $P_{1,i}$.

4.3 MODEL PRO ANALÝZU FUNKCE DISTRIBUTORU

Pro účely kompozitního modelového systému byl hledán relativně jednoduchý, avšak dostatečně přesný model, který by dobře popisoval rozdělení tekutiny do trubkových svazků. Proto byly (z dostupných modelů diskutovaných v kap. 2.3) zvoleny k dalšímu zpracování modely vycházející z prací (Bajura and Jones, 1971) a (Bailey, 1975).

První model (Bajura and Jones, 1971) lze formulovat pomocí diferenciální rovnice (7) popisující distribuci v distribučním systému výměníku tepla. Zde uvedená formulace je platná pro čisté distribuční systém, ale lze ji rozšířit i na kompletní systémy typu „U“ a „Z“. Výsledná funkce vyjadřuje kontinuální průběh normalizovaného průtoku v hlavním kanále $Q_N(x)$, tj. poměr aktuálního průtoku v kanále $Q(x)$ ku vstupnímu průtoku Q_{in} . Proměnná x zastupuje bezrozměrnou vzdálenost od vstupu do hlavního kanálu. Zde je nutné poznamenat, že oba modely pracují s konstantní roztečí odtokových (dílčích) větví s , čemuž odpovídá celková funkční délka distributoru (L_D) mezi vstupem a slepým koncem komory, tedy $L_D = s \cdot n$. Dalšími vystupujícími parametry jsou: poměr průtočných ploch systému A_r , průměr distributoru D_D , třecí součinitel v distributoru f_D , součinitel hydraulického odporu H . Koeficient θ_D koriguje změnu hybnosti tekutiny v distributoru a γ_D zohledňuje nárůst statického tlaku v distribučním systému.

$$\frac{d^2}{dx^2}Q_N(x) \frac{d}{dx}Q_N(x) + \frac{f_D L_D}{2D_D} \frac{A_r^2}{H} Q_N(x)^2 + \frac{\theta_D A_r^2}{H} Q_N(x) \frac{d}{dx}Q_N(x) = 0. \quad (7)$$

Na rozdíl od předcházejícího modelu, který vyžaduje řešení diferenciálních rovnic, model představený v článku (Bailey, 1975) pracuje s algebraickými rovnicemi v diskrétních bodech rovnoměrně rozložených podél osy distributoru. V každém bodě je poté možné definovat měnící se hodnoty koeficientů (především tření, nárůstu statického tlaku a výtoku tekutiny), případně lze reflektovat změnu geometrie hlavních komor, jak ukázal (Turek et al., 2011) na příkladu výměníku s komorami obdélníkového průřezu. Kromě základního předpokladu ustáleného stavu je následující formulace algebraického modelu podmíněna (stejně jako u diferenciálního modelu) také: (i) nestlačitelností tekutiny; (ii) konstantní teplotou média; a (iii) zanedbáním změny potenciální energie tekutiny.

Model (Bailey, 1975) je definován v tlakové formě, přičemž jeden úsek distributoru popisují dvě rovnice. První rovnice (8) popisuje změnu tlaku kvůli odtoku tekutiny i -tou větví (jedná se o modifikovanou Bernoulliho rovnici); pomocí této rovnice je zároveň definován součinitel nárůstu statického tlaku $C_{r,i}$ jako poměr statického a dynamického tlaku v i -tém úseku. Druhá rovnice (9) kombinuje Bernoulliho rovnici, rovnici kontinuity (zohledňující změnu průtočného průřezu) a Darcyho-Weissbachovu rovnici pro tlakové ztráty vlivem tření v úseku mezi odtokovými otvory. Na výtok je dále předpokládán konstantní tlak p_{out} pro všechny větve distribučního systému.

$$p_i^R - p_i^L = \frac{C_{r,i}}{2} \rho \left[(v_i^L)^2 - (v_i^R)^2 \right] \quad (8)$$

$$p_{i+1}^L - p_i^R = \rho \frac{(v_i^M)^2}{2} (A_{D,i}^M)^2 \left(\frac{1}{A_{D,i}^2} - \frac{1}{A_{D,i+1}^2} \right) - f_i \frac{L_i}{D_h^M} \rho \frac{(v_i^M)^2}{2} \quad (9)$$

Horním indexem L jsou v rovnicích (8, 9) označeny veličiny (rychlost proudění v hlavním kanále v , tlak p) v blízkosti odtokové větve proti směru proudění tekutiny; horní index R značí proměnné v blízkosti odtokové větve po směru proudění tekutiny. Horní index M označuje proměnné zjišťované ve středu i -tého úseku. Kromě již zmíněných symbolů vystupuje v rovnici (9) také hustota tekutiny ρ , plocha průtočného průřezu distributoru A_D , součinitel tření f , délka řešeného úseku L a hydraulický průměr distributoru D_h .

Objemový průtok i -tou větví Q_i o průtočném průřezu $A_{T,i}$ je pak určen dle rovnice (10) pomocí zjištěných tlakových poměrů v hlavním kanálu a tlakových ztrát v trubce $\Delta p_{T,i}$ (zjištěných opět Darcyho-Weisbachovou rovnicí, přičemž tento člen zohledňuje také místní odpory podél trubky) a modifikován pomocí výtokového součinitele $C_{d,i}$, jehož určením se Bailey (1975) ve své práci zabýval.

$$Q_i = A_{T,i} C_{d,i} \left[\frac{2}{\rho} \left(\frac{p_i^L + p_i^R}{2} - \Delta p_{T,i} - p_{out} \right) \right]^{0,5} \quad (10)$$

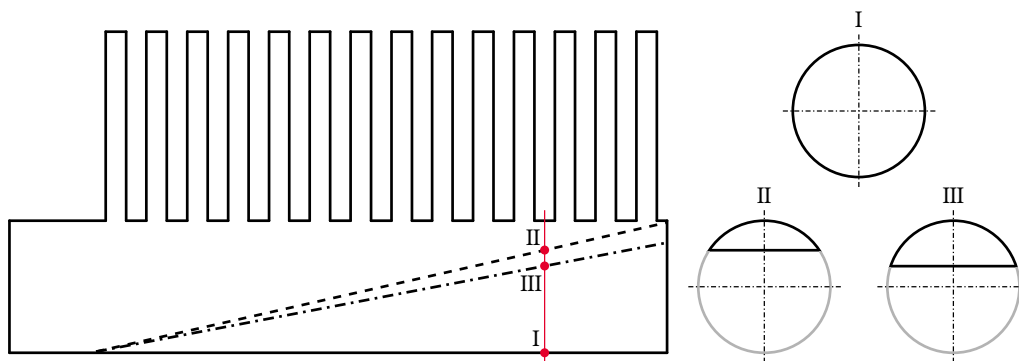
Tyto matematické modely pracující s nejjednodušší možnou úlohou, tj. distributorem s jednou řadou větví ústících do volného prostředí, byly podrobeny další analýze, která vedla k modifikacím uvedených modelů. Detailní popis citlivostních studií, experimentálního ověření a srovnání predikčních schopností 1D modelů s výsledky detailních CFD simulací je uveden v kap. 3.2 plné verze dizertační práce.

5 PŘÍPADOVÉ STUDIE

V této části jsou na třech příkladech postupně představeny samostatné aplikace modelů pro stanovení distribuce toku látek a lokálního přenosu tepla a také fungování kompletního souboru modelů v rámci KMS. Samostatné fungování distribučních modelů je představeno pomocí dílčích výsledků probíhajícího vývoje konstrukčních prvků, které by umožnily úpravu toku média v distribučních systémech výměníků tepla. AMM a kompletní KMS jsou aplikovány u dvou konvektivních výměníků tepla. V případě KMS se jedná o doplnění informací ze starších analýz příčin provozních potíží zařízení o detailní údaje lokálního přenosu tepla. V plné verzi dizertační práce pak lze nalézt další případové studie ukazující variabilitu prezentovaného modelovacího přístupu.

5.1 LINEÁRNÍ MODIFIKACE TVARU KOMOR DISTRIBUČNÍCH SYSTÉMŮ

Úprava distribuce toku v distribučním systému je možná prostřednictvím řady topologických modifikací a jak bylo dříve zmíněno, neexistuje jeden správný způsob řešení nevyhovujícího rozdělení toku látky v distribučním systému. Konečné rozhodnutí musí být provedeno až po zvážení všech faktorů, kdy je nezbytné zahrnout kromě úrovně nerovnoměrnosti distribuce a jejího průběhu napříč dílčími větvemi také vyrobitelnost topologické úpravy, náročnost instalace modifikačního prvku apod. Co se týče tradičních trubkových výměníků tepla s válcovými komorami, doposud opomíjeným konstrukčním prvkem umožňujícím úpravu rozdělení pracovní látky i dodatečně v již provozovaném procesním zařízení jsou různé typy vestaveb zmenšujících průtočný průřez v komoře. V této části budou prezentovány výsledky vlastního výzkumu zaměřeného na úpravu toku právě prostřednictvím modifikace tvaru distribuční komory.



Obrázek 2. Schéma analyzovaných distributorů. Plná čára značí standardní válcový distributor, kterému odpovídá průtočný průřez I; přerušovaná čára vytyčuje základní modifikaci tvaru komory (průtočný průřez II); čerchovaná čára vytyčuje optimalizované provedení modifikace distributoru (průtočný průřez III) – převzato z (Fialová and Jegla, 2022)

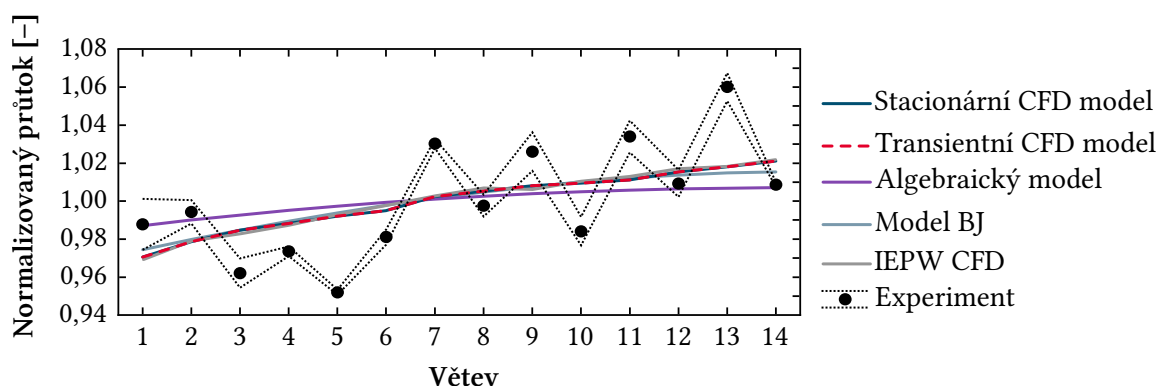
Predikce distribuce toku obdržené různými metodami výpočtového modelování byly validovány pomocí provedených experimentálních zkoušek a výsledky byly porovnány také s daty odpovídajícími základnímu distribučnímu systému „n14“. Kompletní popis aditivní výroby experimentálních distributorů, metodika měření a nastavení CFD simulací uvádí kap. 3.2.2 plné verze dizertační práce. Návrhy testovaných distribučních systémů vychází z jednoduché geometrie válcového distributoru s konstantní hodnotou $A_r = 1$. Základní modifikace uplatňuje lineární změnu výšky distributoru z maxima, tj. $D_D = 30$ mm, do 0 mm (ve schématu na obrázku 2 značena čerchovaně), u optimalizované geometrie je měněna výška od 30 mm do 5 mm (viz čerchovaná čára na obrázku 2).

Z hlediska vlastního modelování ovlivňuje změna geometrie hlavní komory přímo či nepřímo řadu koeficientů, což je zásadní překážka ve využití diferenciálních modelů popisujících spojitě rozdělení toku v celém distribučním systému. Proto byl pro rychlou analýzu toku a případnou optimalizaci tvaru komory využit algebraický model.

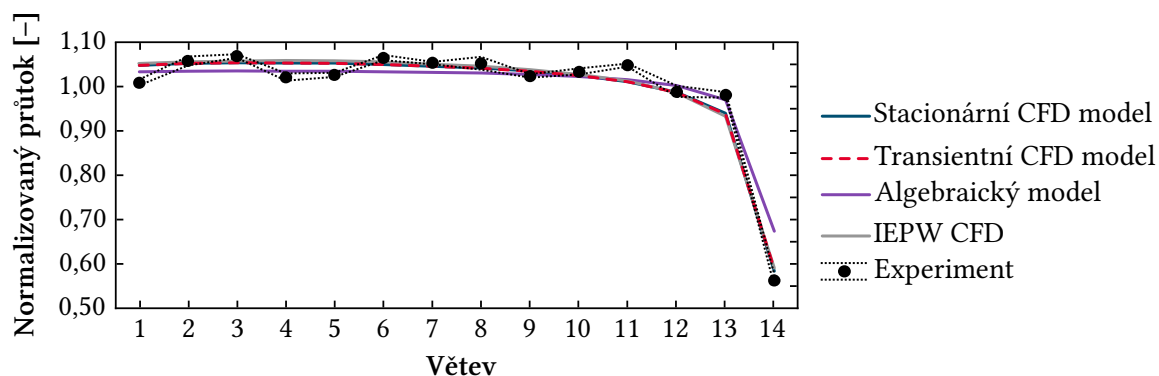
Predikce zjednodušeného modelu byly srovnány s výsledky tří variant nastavení CFD simulací. První varianta CFD simulací tvořily stacionární úlohy s velmi jemnou výpočetní sítí. Druhá varianta představovala transientní úlohu jako navazující krok na předcházející stacionární simulaci (Fialová and Jegla, 2022). Poslední varianta CFD (opět stacionární) simulace pracovala se silně zjednodušenou výpočetní sítí, aby bylo pro simulaci využít studentské licence programu ANSYS Fluent s poměrně přísným omezením počtu prvků na 512 tisíc. Tyto modely byly připraveny v rámci projektu *International Engineering Project Weeks* (IEPW). Dramatického snížení počtu buněk (3,85 mil. vs. 512 tis. v případě základní geometrie s konstantním průřezem) bylo dosaženo skrze omezení celkové velikosti prvků a také snížením počtu buněk napříč mezní vrstvou (Mesch et al., 2021). Cílem použití hrubé výpočetní sítě bylo ověřit předpoklad, že toto nastavení má sice výrazný dopad na predikci tlakových ztrát, ale neměla by významně ovlivnit predikovanou distribuci toku v trubkách.

Ověření distribuce toku bylo provedeno v Laboratoři energeticky náročných procesů ÚPI dvěma metodami, zjištěním kumulativních průtoků a měřením dílčích průtoků rotametry. Tyto dvě metody umožnily pozorovat chování distribuce toku při rozdílných hydraulických odporech větví.

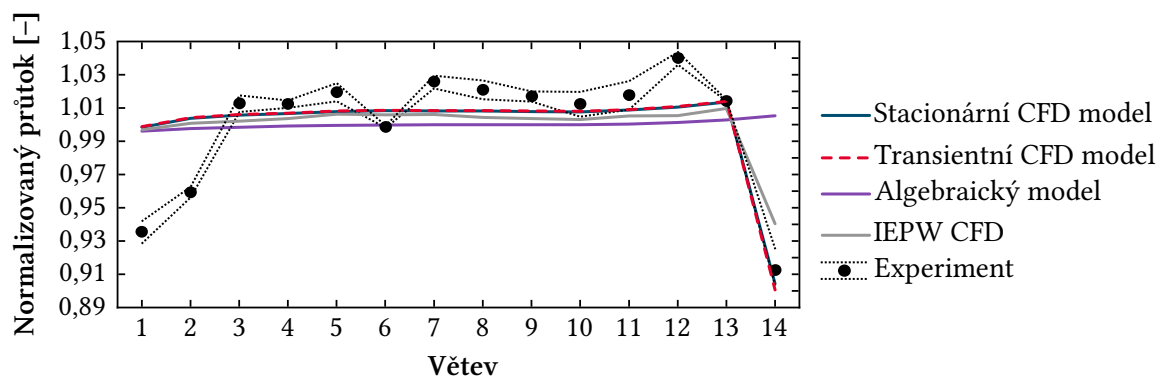
Na obrázcích 3–5 jsou zobrazena výsledná rozdělení průtoků v trubkách s nízkým hydraulickým odporem. Ani zjednodušené matematické modely, ani detailní CFD simulace nedokážou zcela přesně zachytit pilovitý tvar grafu dílčích průtoků. Na vině je řada nezbytných zjednodušujících předpokladů, zahrnujících např. zanedbání výrobních tolerancí a montážních nepřesností, vlivu napájecího potrubí apod. Předpoklad ustáleného proudění je také jeden ze zdrojů chyb, zvláště u



Obrázek 3. Normalizovaný laterální průtok v systému se standardní geometrií a nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 4. Normalizovaný laterální průtok v systému se základní modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 5. Normalizovaný laterální průtok v systému s optimalizovanou modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení

vysoce turbulentního proudění, jaké se obvykle vyskytuje v procesních aparátech. Nicméně ani zahrnutí proměnné času nemusí nezbytně vést k větší shodě CFD výsledků a naměřených hodnot – což je patrné i níže uvedených grafů (obrázky 3–5). Klíčovým prvkem hodnocení, zda je, či není model dostatečně přesný, je tedy celkové vystižení trendu distribuce toku látky ve svazku.

Jak je patrné z uvedených grafů, detailní CFD analýzy jsou schopny dosáhnout dobré shody s experimentálně zjištěnými trendy distribuce toku. V tomto případě se také ukazuje, že při pečlivém nastavení stacionární úlohy lze dosáhnout srovnatelných výsledků jako při použití mnohem náročnějších transientních modelů. Výchozí nastavení limitů škálovaných reziduí vybraných ve-

Tabulka 2. Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví

	Alg. model	IEPW CFD	Stac. CFD	Trans. CFD	Exp.
Standardní geometrie					
RSD, %	0,64	1,55	1,49	1,49	2,90
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	4,77 (5. větev)	4,26 (5. větev)	4,23 (5. větev)	4,23 (5. větev)	–
Tlaková ztráta, Pa	5 058	5 431	5 200	5 464	5 017
Základní modifikace					
RSD, %	8,45	11,84	11,96	11,85	12,39
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	19,72 (14. větev)	5,09 (13. větev)	3,93 (1. větev)	4,50 (14. větev)	–
Tlaková ztráta, Pa	6 040	5 868	5 965	5 963	5 925
Optimalizovaná modifikace					
RSD, %	0,21	1,67	2,67	2,77	3,57
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	10,15 (14. větev)	6,62 (1. větev)	6,73 (1. větev)	6,76 (1. větev)	–
Tlaková ztráta, Pa	5 258	5 335	5 463	5 465	5 492

ličin (ANSYS Inc., 2021) je však nedostatečné, neboť přestože je formálně dosaženo konvergence stacionární úlohy, nedojde k ustálení hodnot sledovaných rychlostí proudění, průtoků či tlaků. Dostatečné stabilizace veličin proudící tekutiny bylo dosaženo při snížení limitů na 10^{-4} (Fialová and Jegla, 2022). Stejný postup byl využit i u IEPW CFD modelů, které obecně dosahovaly vyšších odchylek dílčích průtoků vůči experimentálním datům, přesto lze označit jejich výsledky stále jako dostačující pro rychlé vyhodnocení distribuce toku v distribučním systému (řádově desítky minut).

Z testovaných případů bylo nejlepší shody mezi experimentálními daty a výsledky algebraického modelu dosaženo u distributoru se základní modifikací tvaru. Přestože detailní CFD simulace byly schopny poměrně dobře odhadnout výrazný pokles průtoku v poslední větvi obou modifikovaných systémů (relativní rozdíly se pohybovaly v rozmezí 0,90–4,50 %), algebraický model výrazně podceňuje tento pokles průtoku ve 14. větvi. V tabulce 2 jsou podrobně uvedeny maximální relativní rozdíly dílčích průtoků predikcí vůči naměřeným hodnotám, včetně jejich lokalizace.

Nutno také poznamenat, že trend distribuce toku ve standardním distributoru lépe vystihoval diferenciální model ve srovnání s algebraickým modelem. Maximální relativní rozdíl mezi výsledky dosaženými modelem BJ a naměřenými daty byl dosažen také v 5. větvi s hodnotou 4,27 %. Hodnota RSD pak u diferenciálního modelu činila 1,68 %, čímž tento model může dobře konkurovat mnohem náročnějším CFD modelům s jemnou sítí. Současná formulace modelu BJ využívající parciální diferenciální rovnice však neumožňuje zohlednit změnu tvaru distributoru, proto tento analytický model nelze použít u systémů s modifikovanými komorami.

Celkově byly CFD modely schopny poměrně dobře vyhodnotit souhrnný parametr nerovnoměrnosti distribuce RSD. Avšak v případě algebraických modelů se výrazné rozdíly hodnot průtoků v okrajových trubkách podepsaly i na nevyhovujícím odhadu RSD (také viz tabulka 2).

Posledním sledovaným parametrem byla tlaková ztráta v testovaných systémech (viz tabulka 2). V tomto případě nejsou k dispozici podrobná experimentální data, neboť byla měřena pouze celková tlaková ztráta při proudění distribučním systémem. V součtu dosahoval nejlepší shody s experimentem detailní stacionární CFD model, následovaný algebraickým modelem. Překvapivě největší rozdíl celkové tlakové ztráty byl pozorován u transienční simulace proudění ve standardní

Tabulka 3. Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví

	Algebraický model	Stacionální CFD model	Transientní CFD model	Experiment
Standardní geometrie				
RSD, %	0,14	0,48	0,48	1,24
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	2,29	2,76	2,76	–
	(2. větev)	(2. větev)	(2. větev)	
Tlaková ztráta, Pa	37 274	38 463	38 472	45 266
Základní modifikace				
RSD, %	3,16	5,76	5,76	2,57
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	3,91	13,60	13,60	–
	(14. větev)	(14. větev)	(14. větev)	
Tlaková ztráta, Pa	38 677	40 877	40 780	46 166
Optimalizovaná modifikace				
RSD, %	0,05	0,11	0,94	1,15
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	1,93	1,91	2,54	–
	(12. větev)	(12. větev)	(14. větev)	
Tlaková ztráta, Pa	37 475	39 869	39 953	44 100

geometrii. Naopak u modifikovaných geometrií si tento detailní CFD model vedl nejlépe ze všech modelovacích přístupů.

Testy systémů s malým laterálním odporem ukázaly, že je možné stabilizovat tok ve střední části distributoru díky modifikaci tvaru komory. Výsledkem jsou pak nižší fluktuace průtoku jednotlivými větvemi během provozu, resp. během měření v laboratoři. Dalším pozitivním dopadem je zmenšení rozdílů dílčích průtoků v této oblasti z přibližně 6 % u standardní geometrie na přibližně 2 % u modifikovaných geometrií. Naopak výrazné propady průtoků poslední větví modifikovaných systémů lze ve většině případů považovat za zcela nevyhovující.

Výsledky provedených měření indukují (viz tabulka 3), že základní typ modifikace umožňuje stabilizovat proudění pracovní látky nejen v systému s nízkým hydraulickým odporem větvení, ale i v systému s vyššími tlakovými ztrátami v trubkách. Vysoký hydraulický odpor navíc vedl k téměř pětkrát menší hodnotě RSD oproti systému s malým odporem laterálních větví. Pro srovnání – u standardního distributoru byla hodnota RSD cca dvakrát menší při měření pomocí rotametrů než u měření kumulovaných průtoků. U distributoru s optimalizovaným tvarem komory byla pozorována přibližně třikrát nižší hodnota RSD. Naopak optimalizovaná modifikace nevedla v systému s vyšším laterálním odporem k tak dobré stabilitě toku, jako byla pozorována při měření kumulovaných průtoků. Zásadní výsledek experimentů je ovšem potvrzení funkčnosti optimalizovaného modifikačního prvku, když se podařilo docílit zlepšení distribuce toku vody o 7,26 % ve srovnání s hodnotami získanými u standardní geometrie.

Výsledné trendy distribuce toku média, které byly obdrženy pomocí algebraického modelu a obou typů CFD simulací, dosáhly v podstatě identické shody s naměřenými daty u systému s optimalizovaným tvarem. Nejlépe průběh rozdělení tekutiny vystihl transientní model, který zohlednil i pokles hodnoty průtoku v poslední větvi systému. Výrazněji se predikční modely liší v odhadovaných hodnotách RSD. Největší rozdíly mezi naměřenými daty a predikovanými průtoky bylo možné pozorovat u modelu se základní modifikací tvaru. I přesto však všechny distribuční modely dosáhly lepší shody s experimentem, než tomu bylo u distribučního systému s nízkým hydraulickým odporem větvení.

Co se týče tlakových ztrát, bylo v tomto případě nezbytné zohlednit taky převýšení laterálních větví během experimentu. I přesto se však nepodařilo dosáhnout tak dobrých výsledků predikcí jako u systémů s nízkým hydraulickým odporem větvení. Relativní rozdíly vůči naměřeným hodnotám činily 10 % až 11 % u algebraického modelu a 9 % až 10 % u obou CFD simulací. Opět byly nejvyšší rozdíly pozorovány u standardní geometrie distributoru, naopak nejméně se lišily výsledky predikcí a měření u systému s optimalizovaným tvarem distributoru.

Změna tvaru válcové komory distributoru pomocí lineární vestavby ukázala zajímavý směr pro další vývoj, avšak bude nezbytné provést ještě další ověření a úpravy. Z hlediska jednohodnotového kritéria nerovnoměrnosti toku RSD není ani optimalizovaný tvar distributoru schopen dosáhnout lepších výsledků ve srovnání se standardním válcovým tvarem, pakliže má větvení nízký hydraulický odpor. Pomocí lineární modifikace tvaru komory je však možné významně snížit rozdíly mezi dílčími průtoky v trubkách ve střední části distributoru s malým laterálním odporem. Naopak u distribučního systému s vysokým laterálním odporem vedl optimalizovaný tvar komory k menší nerovnoměrnosti toku látky než tomu bylo u standardního válcového tvaru.

Ověření funkčnosti navržených úprav geometrie distributoru bude nezbytné provést také u kompletních distribučních systémů. První kroky byly již učiněny i v rámci vedených diplomových prací, které se zabývaly srovnáním výsledků analytických a CFD modelů s experimentálně zjištěnou distribucí toku v systémech typu „U“ (Sýs, 2021) a „Z“ (Polcsák, 2021). U dalších experimentů, které by již pracovaly s modifikovanými komorami, byly zahájeny přípravné práce.

6 APLIKACE ADAPTOVANÉHO MATICOVÉHO MODELU

Následující příklad nastiňuje využití AMM pro přenos tepla v situaci, kdy průmyslový subjekt pozoroval zvýšenou poruchovost některých trubek v zařízení na využití procesního tepla při výrobě OSB desek. Tento trubkový výměník s protiproudým křížovým tokem sloužil k předehřevu vzduchu pro jednotkovou operaci sušení.

Detailní CFD analýza toku vzdušiny v TP nebyla k dispozici; zásadní překážkou při tvorbě modelu pro detailní numerickou analýzu distribuce toku byla geometrie zařízení (dva chody po 2 688 trubkách), která by vedla k nepříjemně velkému počtu buněk 3D výpočtové sítě, a tedy i k vysoké ceně takové analýzy. Na vstupu trubek se proto předpokládalo rovnoměrné rozdělení vzdušiny o konstantní teplotě 39,9 °C. Díky propojení obou chodů prostřednictvím směšovací komory, lze dále předpokládat, že dochází k vyrovnání teploty ohříváné vzdušiny i na vstupu do každé trubky v rámci druhého chodu.

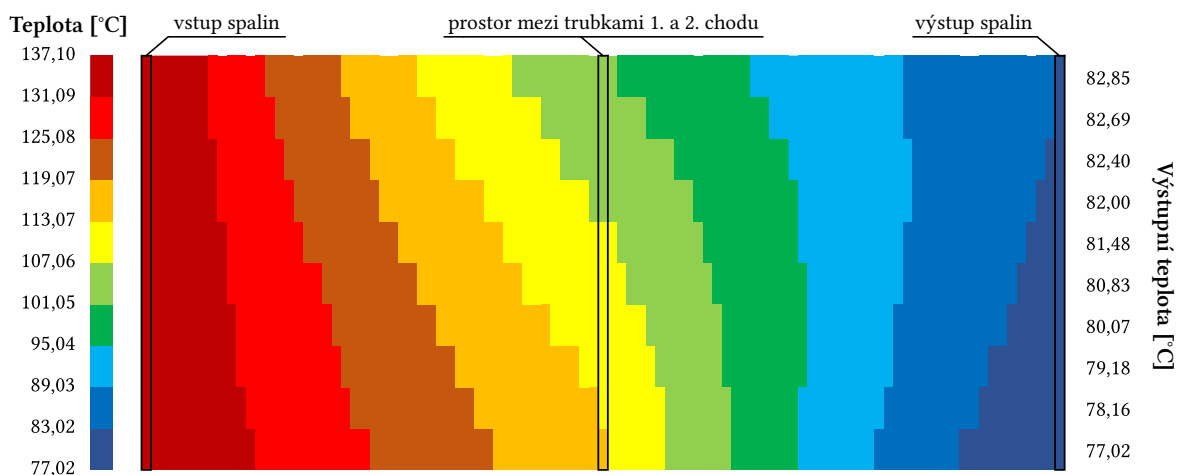
Spaliny proudící v TP pochází ze spalování odpadů z odsávání (odbroušené dřevo, zbytky poživ apod.), obsahují tedy kromě tuhých znečišťujících látek (TZL) i zbytkový podíl oxidů síry či halogenidy; teplota na vstupu do výměníku byla stanovena na 137,1 °C. Základní ověření rozložení teplot ve výměníku pomocí AMM a HTRI proběhlo pouze s čistými pracovními látkami vzduch–vzduch. Dle obou těchto výpočtů klesne teplota spalin na cca 80 °C (viz obrázek 6), což lze v podstatě označit za alarmující hodnotu, neboť vysoká vlhkost spalin (téměř 22 obj. %) v kombinaci s chlorovodíkem, TZL a především oxidy síry výrazně zvyšuje riziko koroze. Při zohlednění obsahu S a dalších příměsí ve spalinách je odhadován posun rosného bodu spalin nejméně na 106 °C. Po celé délce trubky je však tato teplota předpokládána naposledy v mezitrubkovém prostoru mezi 49. a 50. řadou, tedy stále ještě v druhém chodu výměníku.

Diskretizací 2D řezu výměníkem tepla vzniklo celkem 960 uzlů (48 trubek se dvěma chody a 10 dílčích proudů uvažovaných pro tok spalin), v nichž byly stanovovány teploty obou médií. Řešení vzniknuvší matice vyžadovalo 23 s, přičemž celkový výpočetní čas nezbytný pro načtení vstupních dat o geometrii a materiálových vlastnostech obou látek, přípravné výpočty a vlastní řešení a *post-processing* výsledků činil 31,22 s. Obrázek 7 ukazuje průběh teplot ohříváné vzdušiny v jednotlivých

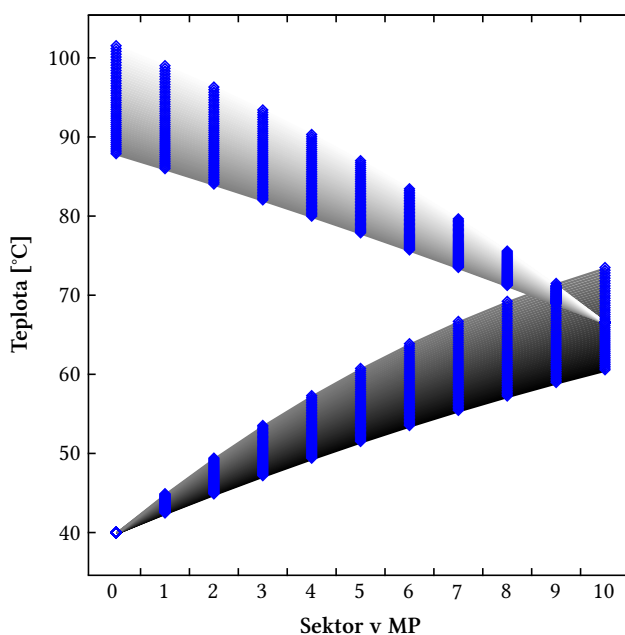
trubkách po šířce pláště. V zobrazeném grafu je jasně vidět vyrovnaní teploty vzdušiny po průchodu obratovou komorou, která je modelována za desátou sekci pláště.

Co se týče srovnání výsledků AMM a HTRI, u predikovaných výstupních teplot, resp. tepelného výkonu se podařilo dosáhnout velmi dobré shody, mimo jiné i díky stejným zjednodušujícím předpokladům – kromě stejného složení obou látek a tedy i materiálových vlastností se jednalo především o rovnoměrné rozdělení toku látek v TP i MP a přetokovou komoru mezi prvním a druhým chodem trubek. Relativní rozdíl vypočítaných tepelných výkonů činil $-0,279\%$, u výstupních teplot ohříváné vzdušiny byl pozorován maximální relativní rozdíl $-0,233\%$ (záporné znaménko značí, že AMM predikoval mírně vyšší výstupní teploty vzdušiny než HTRI), relativní rozdíly výstupních teplot spalin se pohybovaly od $0,015\%$ do $1,033\%$.

Další zpřesnění výsledků a přiblížení se realitě je možné pouze skrze kombinaci AMM a distribučního modelu, tj. prostřednictvím KMS. Tomuto typu modelování zohledňujícímu nerovnoměrnou distribuci toku látky i tepla se věnuje případová studie prezentovaná v plné verzi dizertační



Obrázek 6. Predikce rozložení teplot spalin ve výměníku obdržená AMM



Obrázek 7. Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM – nejtmaší spojnice odpovídá první trubce prvního chodu, nejsvětlejší spojnice poslední (48.) trubce druhého chodu.

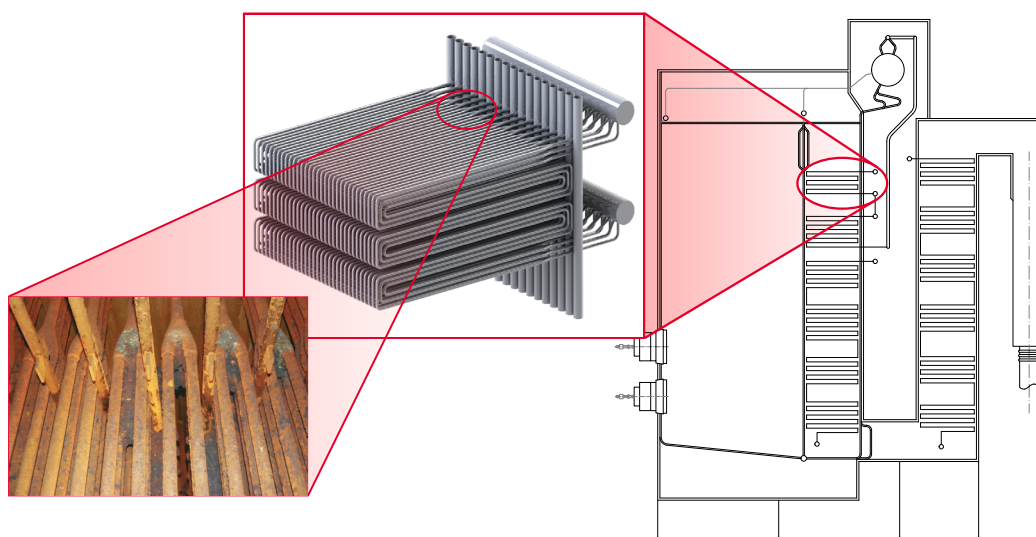
práce. Prozatím lze shrnout, že analýza přenosu tepla pomocí AMM potvrdila nevyhovující provozní podmínky i za předpokladu rovnoměrného rozdělení látek v TP i MP, které bývá obecně nejvýhodnějším stavem.

6.1 PŘEHŘÍVÁK PÁRY V KONVEKTIVNÍ SEKCI PARNÍHO KOTLE

V konvenčních zařízeních pro přenos tepla, jako jsou např. sekční výměníky tepla v generátorech páry pro procesní či energetické účely, se určitá nerovnoměrnost distribuce toku vyskytuje vždy, obvykle je však její úroveň velmi nízká bez výrazných dopadů na provoz zařízení. Nicméně toto se týká pouze správně navržených a vhodně provozovaných zařízení s minimem přechodových stavů, neboť jakákoli nestabilita toku může vyvolat vážné provozní problémy. Na příkladu průmyslového parního kotle bude v této části demonstrována souvislost provozních potíží a i velmi nízké nerovnoměrnosti toku. Zároveň je zde představena kompletní aplikace KMS pro účely *troubleshootingu* výměníku tepla.

V této studii byl analyzován tříchodý parní kotel s přirozenou cirkulací (viz schéma na obrázku 8), jenž měl produkovat $60 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ ($16,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) přehřáté páry o teplotě přibližně $370 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Ve spalovací komoře s obdélníkovým průřezem byly instalovány celkem čtyři hořáky, které umožňovaly spalování kapalných paliv (těžkého topného oleje a dehtových směsí) a zemního plynu. V membránových stěnách spalovací komory a druhého tahu kotle byla integrována výparníková sekce. Ve druhém tahu kotle, tedy již v konvektivní sekci, byly umístěny přehřívák páry, přehřívák a druhý stupeň ekonomizéru; první stupeň výměníku pro ohřev vody byl umístěn ve třetím tahu kotle.

Kvůli předcházejícím provozním potížím byl celý parní kotel podroben diagnostice, která měla určit zbývající životnost tlakového systému kotle a z níž pochází i fotografie zobrazená na obrázku 8. Jako nejproblematictější část systému byl identifikován druhý přehřívák páry. Tento protiproudý výměník se nacházel hned za obratem spalín mezi spalovací komorou a druhým tahem kotle. Jak je patrné ze schématu na obrázku 8, přehřívák měl hlavní komory umístěné mimo prostor spalín. Většina dílčích větví přehříváku obsahovala „Y“ segmenty (viz fotografie 8), díky nimž byl samotný svazek tvořen celkem 198 trubkami. Problémy přehříváku zahrnovaly mimo jiné praskání trubek šestého chodu (z hlediska proudění páry) v blízkosti membránové stěny, nesprávně použitý materiál trubek, silné vrstvy nánosů spalín, plošnou korozi teplosměnných ploch a nutnost odstavení dílčích „Y“ větví č. 01 a č. 03 (Naď, 2019). Analýza využívající zobecněný CFD model (Naď, 2019) odhalila



Obrázek 8. Schéma kotle doplněné o fotografie z provedené diagnostiky a detail geometrie přehříváku páry – upraveno dle (Jegla and Fialová, 2018)

silně nerovnoměrné rozdělení spalín po obratu mezi prvním a druhým tahem kotle. Nad se v rámci svého výzkumu (Nad, 2019) věnoval poškozování trubek vlivem teploty, přičemž se zaměřil na tok spalín ve volném prostoru spalovací komory a v MP řešeného přehříváku. Nerovnoměrné rozdělení toku páry nebylo v těchto analýzách zohledněno.

Vývoj KMS, který by umožnil provázání výsledků zobecněných CFD simulací, zjednodušených distribučních modelů a tepelného výpočtu, byl postupně publikován v pracích autorky této disertační práce. Pro přehled jsou zde shrnuty publikace představující aplikaci jednotlivých verzí (resp. stádií vývoje) KMS na řešený přehřívák páry: (i) představení základního principu KMS a vhodných metod řešení (Jegla and Fialová, 2018; Fialová and Jegla, 2018); (ii) prvotní výsledky použitého tepelného modelu zohledňujícího geometrii svazku trubek a tedy i nerovnoměrný ohřev pracovní látky (Fialová and Jegla, 2019); (iii) využití kompletního KMS a srovnání s výsledky komerčního softwaru (Fialová and Jegla, 2021).

Jelikož KMS pracuje s 2D modelem přenosu tepla, byla pro detailní analýzu vybrána dílčí větev „Y03“ a její ekvivalent „Y31“. Detaily o uspořádání trubkového systému se nepodařilo dodatečně zjistit, proto byly uvažovány dva základní distribuční systémy „U“ a „Z“. Jak bylo dříve ukázáno, tyto dva typy uspořádání vykazují opačné trendy distribuce toku. Dle dat ze CFD simulací nerovnoměrná teplotní a rychlostní pole spalín v prostoru těsně nad trubkami „Y03“ a „Y31“ zapříčinila rozdíl o více než 20 °C v průměrných teplotách spalín. Celkově bylo vyhodnocováno pět scénářů: (1) ideální (rovnoměrná) distribuce toku páry i spalín, (2) větev „Y03“ U-systému, (3) větev „Y31“ U-systému, (4) větev „Y03“ Z-systému, (5) větev „Y31“ Z-systému.

Další předpoklady souvisely s dostupnými daty a modely zajišťujícími okrajové podmínky pro tepelnou analýzu. Data ze CFD simulací byla zjišťována v pěti řezech doménou (Nad, 2019). Diskretizace prostoru spalín proto vycházela z tohoto dělení na pět sektorů a jim odpovídajících pět dílčích proudů spalín. Co se týče toku přehřáté páry, KMS využívá diferenciální 1D modely distribuce toku v trubkovém systému (přesněji model BJ, viz Fialová and Jegla, 2021) bez dodatečných aproximací a tedy: (a) v rámci odběrného místa je předpokládána rovnoměrná distribuce toku páry do všech tří Y-hadů; (b) přehřátá pára je v rámci „Y“-segmentu rozdělena rovnoměrně, tj. každé dva dílčí průtoky mají stejnou hodnotu.

Distribuce toku přehřátí páry v TP byla predikována poměrně rovnoměrná. Z hlediska normalizovaných průtoků vede použití U-uspořádání k hodnotám 100,27 % u „Y03“ a 99,90 % u „Y31“; v systému typu „Z“ byly predikovány hodnoty normalizovaných průtoků trubkami 98,23 % u „Y03“ a 101,80 % u „Y31“, přičemž hodnota 100 % znamená ideální průtok při rovnoměrné distribuci toku. Samy o sobě nejsou tyto hodnoty nijak ohrožující zařízení a příliš neovlivňují celkový výkon ani účinnost výměníku (rozdíly mezi ideálním a nerovnoměrným stavem činily $\approx 0,20$ %).

Nerovnoměrná distribuce spalín podél trubky již vykazovala výrazně vyšší RSD – přes 17 %. Kombinace rovnoměrného toku páry a nerovnoměrného toku spalín sice způsobila mírný nárůst výkonu hadů „Y03“ i „Y31“, zároveň se však zhoršila účinnost v obou případech. Ve srovnání s rovnoměrnou distribucí obou látek byl predikován relativní rozdíl výkonů okolo 0,82 %, u účinností byl naopak pozorován relativní rozdíl 2,96 % u hadu „Y03“ a 2,47 % u hadu „Y31“.

Testované zátěžné stavy byly tedy zaměřeny na synergii nerovnoměrné distribuce toku páry se silně nerovnoměrným tokem spalín, která potenciálně může zapříčinit nežádoucí nárůst lokálních teplotních maxim a tím i namáhání materiálu trubek. U pěti scénářů distribuce toku byl sledován vliv nerovnoměrného rozdělení toku obou pracovních látek na výstupní teploty (T), tepelný výkon a termickou účinnost. V tabulce 4 jsou shrnuty výsledky obdržené pomocí KMS a pro srovnání také výstupy úlohy simulované pomocí nástroje HTRI.

Nejvyšší pokles účinnosti byl predikován u uspořádání typu „Z“ v hadu „Y03“. V tomto případě činil relativní rozdíl více než 3 %. Zásadním rysem scénáře „Y03“ v Z-systému byl nejnižší průtok páry v TP a naopak nejvyšší průměrná teplota spalín ve vstupní části výměníku. Výsledky analýzy

Tabulka 4. Srovnání výsledků analýz jedné sekce trubek přehříváku obdržených pomocí KMS a HTRI – adaptováno z (Fialová and Jegla, 2021)

	T spalín		T páry	Tepelný	Termická
	in	out	out	výkon	účinnost
HTRI – [id.]	734,00 °C	495,52 °C	369,02 °C	83 417 W	49,09 %
KMS – [id.]	734,00 °C	497,53 °C	368,18 °C	82 665 W	48,68 %
U-systém, Y03	754,76 °C	504,46 °C	369,23 °C	83 429 W	47,25 %
U-systém, Y31	731,92 °C	503,40 °C	369,30 °C	83 273 W	47,47 %
Z-systém, Y03	754,76 °C	505,05 °C	371,69 °C	83 218 W	47,13 %
Z-systém, Y31	731,92 °C	502,85 °C	367,03 °C	83 466 W	47,58 %

byly také v souladu s dokumentovanými potížemi řešeného přehříváku. Nutno poznamenat, že tabulka 4 uvádí pouze průměrné teploty, predikovaná absolutní maxima byla u výstupní teploty páry až o 1,5 °C vyšší. Jak je patrné z uvedených dat, všechny scénáře předpokládající nerovnoměrnou distribuci toku obou látek vedou pouze k malým odchylkám tepelného výkonu i termické účinnosti vůči ideálnímu stavu, tj. rovnoměrné distribuce toku i teplot obou pracovních látek. Hlavním důvodem je poměrně nízká úroveň nerovnoměrnosti toku, která rozhodně nemohla sama způsobit problémy řešeného zařízení. I přesto se však lze domnívat, že chování obou pracovních látek v oblasti hadu „Y03“ přispělo k dalším provozním potížím a pochybením.

Protože možnosti provozního měření jsou jen omezené u takto komplexních aparátů, je žádoucí předcházet výraznému zhoršení stavu vhodným návrhem zařízení, který by zahrnoval právě i predikci distribuce toku pracovních látek. Samozřejmě určitým úpravám pracovních podmínek v průběhu provozu podobných zařízení se nelze zcela vyhnout. Kromě pravidelné inspekce nejvytíženějších míst je v takovém případě možné doporučit instalaci vhodných prvků upravujících tok látky v zařízení.

7 ZÁVĚR

Tato dizertační práce se zabývala výpočtovým modelováním distribuce toku pracovních látek v procesních zařízeních. Současná průmyslová praxe se věnuje této problematice především v rámci analýzy příčin provozních potíží zařízení a omezeně v oblasti detailních CFD analýz finálních návrhů. Naopak v oblasti úvodního návrhu zařízení je tato problematika silně zanedbána, což negativně ovlivňuje spolehlivost výsledného zařízení. Hlavním cílem bylo vytvořit efektivní nástroj, který by umožnil systematicky zahrnout predikci distribuce toku látek do výpočetních postupů a který by byl vhodný pro zařízení pracující v konvekčním režimu přenosu tepla a bez změny fáze pracovních látek.

Za tímto účelem byl navržen kompozitní modelovací systém, který zasahuje do tradičních výpočtových postupů návrhu procesního zařízení ve dvou úrovních – v rámci stanovení nerovnoměrné distribuce toku pracovních látek a jejího následného dopadu na přenos tepla. Výsledný postup analýzy zařízení lze rozdělit na tři části. V první části jsou provedeny tradiční tepelně-hydraulické výpočty trubkového výměníku tepla s křížovým tokem; ve druhé části je pomocí analytických a zobecněných CFD modelů provedena predikce nerovnoměrné distribuce toku pracovní látky v TP a MP; v poslední části jsou výsledky analýz distribuce toku látek využity coby okrajové podmínky pro stanovení lokálního přenosu tepla v zařízení.

Na základě důkladné rešerše výpočtových metod (dílčí cíl 1 této dizertační práce) byly vybrány následující výpočtové modely: (i) diferenciální 1D model distribuce toku média v TP zařízení se standardními válcovými komorami (dílčí cíl 2) a diskrétní (algebraický) 1D model pro zařízení, je-

hož komory mají nekonztantní průtočný průřez (výsledek dílčího cíle 4); (ii) zobecněný CFD model simulující tok tekutiny v širokých kanálech pro stanovení distribuce toku látky v MP výměníku; (iii) adaptovaný maticový model pro 2D analýzu přenosu tepla v zařízení (dílčí cíl 3). Výsledky vývoje dílčích výpočtových modelů a KMS jako celku byly prezentovány na úlohách čerpajících z literatury, na případových studiích z průmyslové praxe a vlastního experimentálního výzkumu (dílčí cíle 4 a 5). Použité doplňkové metody jsou výpočetně nenáročné a jak ukázalo srovnání s komerčním softwarem, jsou zároveň i dostatečně přesné. KMS lze využít k rychlé analýze nejvhodnějšího návrhu individuálního zařízení na výměnu tepla a je přenositelný i na návrh trubkových sekčních výměníků tepla.

7.1 BUDOUCÍ PRÁCE

Na základě obdržení pozitivních ohlasů a uznání ze strany odborné veřejnosti na dosud publikované výsledky výzkumu lze vyvozovat, že vytyčené hlavní i dílčí cíle práce jsou zcela v souladu se současnými požadavky a potřebami technické praxe. Zároveň je však nezbytné dodat, že vývoj KMS stále probíhá. Klíčovým bodem, kterému je potřeba v budoucím výzkumu věnovat pozornost, je hlubší provázanost klasického tepelně-hydraulického výpočtu s 2D modelem zohledňujícím nerovnoměrnou distribuci toku látek a tedy i nerovnoměrný lokální přenos tepla. Jak ukázaly výsledky provedených experimentů, určitou revizí by měly projít i zcela základní předpoklady jako např. zanedbání změny potenciální energie mezi jednotlivými elementy výměníku tepla. Současně je třeba zvážit, zda by provedená zpřesnění byla skutečně efektivní a nevedla pouze k navýšení výpočetní náročnosti vyvíjeného modelovacího systému.

Jeden z progresivních směrů budoucího výzkumu byl odhalen v rámci experimentálního ověření dělení toku v distribučních systémech, a to sice úprava toku prostřednictvím modifikace tvaru distribuční komory. Tato práce prezentovala testování funkčnosti lineární změny výšky distributoru. Zvláště u geometrie s optimalizovanou modifikací bylo dosaženo velmi dobrých výsledků. Aktuálně jsou připravovány další experimenty, které by měly ověřit funkčnost navržených úprav u kompletních distribučních systémů. Kromě toho již započala další fáze výzkumu, jejímž cílem je vyvinout zcela nové technické řešení konstrukčních prvků, které by umožnilo dodatečné úpravy distribuce toku v procesních zařízeních. Než však bude možné demonstrovat navržené prvky v provozních podmínkách, bude nezbytné provést také jejich srovnání s tradičními postupy úpravy toku v distribučních systémech, jako je např. užití clon apod.

Na závěr je nutné zmínit, že vyvíjený modelovací systém zapadá do širšího rámce kompozitního modelování. Ten má v budoucnu doplnit základní tepelně-hydraulické výpočty nejen u KS zařízení, ale pomocí *low-cost* modelů i u RS zařízení v procesním průmyslu. Konečnou vizí je představit propojený kompozitní modelovací systém pro účely úvodních návrhů kompletních spalovacích zařízení, který by současně bylo možné využít i pro kontrolní výpočty těchto zařízení.

REFERENCE

- ANSYS INC. (2021) *ANSYS Fluent User's Guide, Release 2021 R2*, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- BAILEY B. (1975) Fluid flow in perforated pipes, *Journal of Mechanical Engineering Science* **17**(6), 338–347.
- BAJURA R. and JONES E. (1971) Flow distribution manifolds, *Journal of Fluids Engineering* **98**(4), 654–665.
- BERNASOVSKÝ P. (2017) *Prípady havárií zvaraných konštrukcií*, Výskumný ústav zvaračský – Priemyselný inštitút SR, Bratislava.
- BOTT T. (1995) *Fouling of Heat Exchangers*, Elsevier Science, Amsterdam, Netherlands.
- ENERGETICKÝ REGULAČNÍ ÚŘAD (2020) *Roční zpráva o provozu*, Oddělení statistiky a sledování kvality ERÚ, Praha, <www.eru.cz/cs/elektrina/statistika-a-sledovani-kvality/rocnizpravy-o-provozu> [cit. 2021-06-18].
- ENERGETICKÝ REGULAČNÍ ÚŘAD (2021) *Přehled údajů o licencích udělených ERÚ*, Energetický regulační úřad, <licence.eru.cz> [cit. 2021-06-18].
- FIALOVÁ D. and JEGLA Z. (2018) Modelling of fluid flow and heat distribution in a specific heat exchanger, in *ENGINEERING MECHANICS 2018 PROCEEDINGS, May 14–17, Svatka, Czech Republic*, vol. 24, pp. 209–212.
- FIALOVÁ D. and JEGLA Z. (2019) Analysis of fired equipment within the framework of low-cost modelling systems, *Energies* **12**(3), 520:1–520:17, [IF:2.707].
- FIALOVÁ D. and JEGLA Z. (2021) Experimentally verified flow distribution model for a composite modelling system, *Energies* **14**(6), 1778:1–1778:24, [IF:3.004].
- FIALOVÁ D. and JEGLA Z. (2022) Investigation and modelling of cylindrical dividing headers, *Chemical Engineering Transactions* **94**, **under review**.
- GADDIS E. (1998) Effectiveness of multipass shell-and-tube heat exchangers with segmental baffles (cell method), In *Heat Exchanger Design Handbook* Hewitt, G.F., Ed., Begell House: New York, NY, USA.
- HAJABDOLLAHI H. and SEIFOORI S. (2016) Effect of flow maldistribution on the optimal design of a cross flow heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences* **109**, 242–252.
- HEAT TRANSFER RESEARCH, INC. (2021) *HTRI Xchanger Suite User's Guide, Version 9.0*, Heat Transfer Research, Inc., Navasota, TX, USA.
- HEWITT G. (1998) *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House, New York, NY, USA.
- IDELCHIK I. (2006) *Handbook of Hydraulic Resistance*, 2nd ed., Hemisphere Publishing Corporation, Washington, D.C., USA.
- JEGLA Z. (2022) Navrhování procesních a energetických systémů, studijní materiál pro 2. stupeň magisterského studia.
- JEGLA Z. and FIALOVÁ D. (2018) Development of heat and fluid flow distribution modelling system for analysing multiple-distributed designs of process and power equipment, *Chemical Engineering Transactions* **70**, 1471–1476.
- JEGLA Z., REPPICH M., KRŇÁVEK M. and HORSÁK J. (2020) Key areas of engineering mechanics in design of modern integrated process equipment, in *Proceedings of the 26th International Conference Engineering Mechanics 2020*, pp. 26–29, Paper No. 169586.
- KITTO J. and ROBERTSON J. (1989) Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance, *Heat Transfer Engineering* **10**, 18–25.
- KUMAR S. and SINGH P. (2019) A novel approach to manage temperature non-uniformity in mini-channel heat sink by using intentional flow maldistribution, *Applied Thermal Engineering* **163**, 114403.
- LÉTAL T., TUREK V., FIALOVÁ D. and JEGLA Z. (2020) Nonlinear finite element analysis-based flow distribution and heat transfer model, *Energies* **13**(7), 1664:1–1664:20, [IF:2.702].

- MAPLESOFT (2020) *Maple User Manual 2020.1*, Waterloo Maple Inc., Waterloo, ON, Canada.
- MESCH F., STOHR A., STRÖLL L., RAIMANN N., KRAUS M. and SAILER J. (2021) The Computational Analysis of Fluid Flow Distribution in Design of Modern Integrated Equipment, Final Report: IEPW – Spring 2021.
- NAŠ M. (2019) *Pokročilé metody hodnotenia poškodzovania trubkových zväzkov*, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Brno, Dizertační práce. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- POLCSÁK J. (2021) *Predikce a experimentální ověření funkce distribučního systému typu Z*, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Brno, Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Dominika Babička Fialová.
- SILAIPILLAYARPUTHUR K. and IDEM S. (2013) A general matrix approach to model steady-state performance of cross-flow heat exchangers, *Heat Transfer Engineering* **34**(4), 338–348.
- STEHLÍK P. (2011) Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid – a review, *Applied Thermal Engineering* **31**(1), 1–13.
- SÝS T. (2021) *Komplexní analýza funkce distribučního systému typu U*, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Brno, Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Dominika Babička Fialová.
- TUREK V., HÁJEK J., JEGLA Z. and STEHLÍK P. (2011) Optimum design of fluid distribution systems in heat exchangers, *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering* **6**(5), 750–759.
- ZÁKON Č. 76/2002 SB. (2021) *Zákon o integrované prevenci a o omezování znečištění, o integrovaném registru znečišťování a o změně některých zákonů (zákon o integrované prevenci)*, Ministerstvo životního prostředí, <www.zakonyprolidi.cz/cs/2002-76/zneni-20220201> [cit. 2021-06-18].

Curriculum Vitae

Osobní informace

Jméno a příjmení

Datum narození

Státní příslušnost

Dominika Babička Fialová

2. 10. 1992

Česká republika

Vzdělání

Období

Instituce

Studijní obor

září 2017 →

Vysoké učení technické v Brně, FSI

doktorský, Konstrukční a procesní inženýrství

Období

Instituce

Studijní obor

září 2015 – červen 2017

Vysoké učení technické v Brně, FSI

magisterský, Procesní inženýrství

Období

Instituce

Studijní obor

září 2012 – červen 2015

Vysoké učení technické v Brně, FSI

bakalářský, Základy strojíního inženýrství

Pracovní zkušenosti

Období

Zaměstnavatel

Vykonávaná funkce

listopad 2017 →

Vysoké učení technické v Brně, FSI

technický pracovník

Znalosti a dovednosti

Mateřský jazyk

Další jazyky

čeština

angličtina: pokročilý

němčina: mírně pokročilý

španělština: mírně pokročilý

Počítačová gramotnost

ANSYS Fluent, ANSYS Workbench, Autodesk AutoCAD,

Autodesk Inventor, HTRI Xchanger Suite, Maplesoft

Maple, Microsoft Office

Abstract

Dizertační práce proto představuje vyvíjený kompozitní modelovací systém, který umožňuje systematicky a efektivně zahrnout predikci distribuce toku látek do výpočetních postupů se zaměřením na zařízení pracující v konvekčním režimu přenosu tepla a bez změny fáze pracovních látek. Navržený kompozitní modelovací systém zasahuje do tradičních výpočtových postupů ve dvou úrovních – v rámci stanovení nerovnoměrné distribuce toku pracovních látek a jejího následného dopadu na přenos tepla v zařízení. V rozsáhlé rešerši dostupných výpočtových metod a přístupů, které slouží k predikci a analýze proudění a distribuce tepla v konvekčních výměnících, jsou diskutovány jejich možnosti a omezení. V návaznosti na tento rozbor jsou detailně analyzovány vybrané separátní modely. Nerovnoměrnost distribuce toku média v trubkovém prostoru zařízení se standardními válcovými komorami je stanovena pomocí diferenciálního 1D modelu. V zařízení, jehož komory mají nekonztantní průtočný průřez, je distribuce toku látky predikována diskretním (algebraickým) 1D modelem. Za předpokladu, že je požadováno zohlednit vliv nerovnoměrného toku látky v mezitrubkovém prostoru výměníku a zároveň nejsou k dispozici naměřená data, využívá kompozitní modelovací systém data ze zobecněného CFD modelu simulujícího tok tekutiny v širokých kanálech. Informace o distribuci pracovních látek pak využívá adaptovaný maticový model pro 2D analýzu přenosu tepla v zařízení. Dále jsou v práci prezentovány provedené modifikace použitých výpočtových metod. Přesnost a aplikovatelnost vyvíjených modelů je ilustrována na vybraných průmyslových úlohách. Další oblastí výzkumu, která je v práci popsána, je úprava toku prostřednictvím modifikace tvaru distribuční komory, konkrétně lineární změny výšky distributoru. Zvláště u geometrie s optimalizovanou modifikací bylo dosaženo velmi dobrých výsledků, a to zlepšení distribuce toku média o 7 %.

Abstrakt

This thesis presents a composite modelling system that systematically and efficiently incorporates the flow distribution prediction into the computational procedures, focusing on devices operating in the convective heat transfer regime and without phase change of the working fluids. The proposed composite modelling system interferes with traditional computational procedures at two levels – in determining the non-uniform flow distribution of the working fluids and its subsequent impact on the heat transfer in the device. Their capabilities and limitations are discussed in an extensive overview of available computational methods and approaches for predicting and analysing convection heat exchangers' flow and heat distribution. Following this analysis, selected models are examined in detail. The non-uniformity of the fluid flow distribution in the tubular space of an apparatus with standard cylindrical headers is determined utilising a differential 1D model. In equipment whose chambers have a non-constant cross-section, a discrete (algebraic) 1D model predicts the fluid flow distribution. Assuming that it is required to account for the effect of non-uniform fluid flow in the shell space and, at the same time, measured data are not available, the composite modelling system uses data from a generalised CFD simulation of fluid flow in wide ducts. The information on the distribution of the working fluids is then used by the adapted matrix model for 2D heat transfer analysis in the equipment. Furthermore, the modifications made to the employed computational methods are presented in this thesis. Selected industrial cases illustrate the accuracy and applicability of the developed models. Another research area described in the thesis is the management of the flow by modifying the shape of the dividing header, namely the linear change of the distributor height. Especially for the geometry with optimised modification, very good results have been achieved, i.e., an improvement of 7 % in the flow distribution of the medium.