



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ DISTRIBUCE TOKU PRACOVNÍCH LÁTEK V PROCESNÍCH ZAŘÍZENÍCH

COMPUTATIONAL MODELING OF FLOW DISTRIBUTION IN PROCESS EQUIPMENT

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Dominika Babička Fialová

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

BRNO 2022

Abstrakt

Nerovnoměrná distribuce toku látek je stav, při němž vzniklé lokální teplotní či rychlostní extrémy mohou významně ovlivnit provoz zařízení. Přesto se současná průmyslová praxe věnuje predikci distribuce toku látek jen velmi omezeně, především v rámci analýzy příčin provozních potíží zařízení a v oblasti detailních numerických analýz finálních návrhů. Naopak v oblasti úvodního návrhu zařízení je tato problematika silně zanedbána, což negativně ovlivňuje spolehlivost výsledného zařízení.

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 nekonstantní průtočný průřez, je distribuce toku látky predikována diskrétním (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 %.

Představený kompozitní modelovací systém umožňuje rychle a přesně identifikovat slabá místa klasického návrhu procesního zařízení. Použité metody, které doplňují tradiční tepelně-hydraulické výpočty trubkových výměníků tepla s křížovým tokem, jsou výpočetně nenáročné, a jak ukázalo srovnání s komerčním softwarem, jsou zároveň i dostatečně přesné. V závěru práce je nastíněno další směřování vývoje kompozitního modelovacího systému jako součásti uceleného rámce tzv. *low-cost* modelování spalovacích zařízení pro procesní průmysl.

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

Abstract

Non-uniform flow distribution is a state in which the local temperature or velocity extremes can significantly affect the operation of the equipment. Nevertheless, current industrial practice pays very limited attention to predicting such conditions, mainly in the troubleshooting analysis of the equipment operational problems and in the area of detailed numerical analyses of final designs. On the contrary, in the area of the initial design, this issue is strongly neglected, which negatively affects the reliability of the final equipment.

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.

The composite modelling system that is presented in this thesis allows to quickly and accurately identify the weak points of the classical process equipment design. The methods used, which complement the traditional thermal-hydraulic calculations of tubular cross-flow heat exchangers, are computationally simple and, as shown by comparison with commercial software, are also sufficiently accurate. The thesis concludes by outlining further directions for the development of a composite modelling system as part of a comprehensive framework for the so-called *low-cost* modelling of fired equipment for the process industry.

Key words

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

BABIČKA FIALOVÁ, D. *Výpočtové modelování distribuce pracovních látek v procesních zařízeních.*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství,
2022. 146 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D..

Prohlašuji, že jsem předloženou dizertační práci vypracovala zcela samostatně pod vedením školitele doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D. na základě vlastních poznatků získaných při studiu a konzultací s odborníky. Dále prohlašuji, že jsem veškeré literární a obrazové prameny úplně citovala a uvedla je v seznamu zdrojů na konci práce. V souvislosti s vytvořením této práce jsem tak neporušila autorská práva třetích osob ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským, a jsem si plně vědoma následků porušení těchto ustanovení.

V Brně, 16. 5. 2022

Dominika Babička Fialová

Ráda bych poděkovala vyučujícím, později kolegům a přátelům z ÚPI, díky jejichž cenným radám a zajímavým podnětům se můj výzkum ubíral právě touto cestou. Nebudu jmenovat všechny, nicméně ráda bych zmínila ty, bez nichž bych se neobešla. Na prvním místě bych chtěla velice poděkovat doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D., nejen za odborné vedení, ale hlavně za jeho lidský a přátelský přístup. A samozřejmě i za nabídku absolvovat doktorát právě v jeho výzkumné skupině.

Dále bych chtěla poděkovat mému školiteli specialistovi, doc. Ing. Vojtěchu Turkovi, Ph.D., bez něhož bych o distribuci toku látek nevěděla ani zbla.

V neposlední řadě bych chtěla poděkovat kanclu 459, rodině a přátelům, kteří se mnou měli trpělivost a vždy mi byli oporou.

Dominika Babička Fialová

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Definice nerovnoměrné distribuce pracovních látek	1
1.2	Dopady a souvislosti nerovnoměrné distribuce látek	3
1.2.1	Náklady spojené s nerovnoměrnou distribucí toku	5
1.2.2	Kontext v rámci ČR	10
1.3	Aktuální stav v návrhu a modelování zařízení na výměnu tepla	11
1.3.1	Modelování distribuce v radiační sekci	12
1.3.2	Modelování distribuce v konvektivních výměnících tepla	13
1.4	Cíle práce	15
1.4.1	Vize kompozitního modelovacího systému zohledňujícího distribuci toku a tepla	16
1.5	Struktura práce	18
2	Metody výpočtového modelování	19
2.1	Experimentální modelování	19
2.1.1	Provozní měření	20
2.1.2	Laboratorní experimenty	20
2.2	Numerické metody modelování	25
2.2.1	Geometrie modelu a výpočetní síť	25
2.2.2	Matematický popis proudění	29
2.2.3	Problémy vlastního numerického modelu	31
2.2.4	Analýza dat, ověření a ladění modelu	33
2.2.5	Zjednodušené CFD modelování a modelování pomocí FEA	34
2.3	Globální, analytické a zjednodušené matematické modely	38
2.4	Kombinované a hybridní modely	44
2.5	Výběr metody výpočtového modelování	46
2.6	Hodnocení distribuce toku	46
3	Kompozitní modelovací systém	49
3.1	Model trubkového svazku zohledňující distribuci toku	49
3.1.1	Metoda buněk	49
3.1.2	Maticový přístup	52
3.1.3	Adaptovaný maticový model	54
3.1.4	Tepelně-hydraulický model	58
3.2	Model pro analýzu funkce distributoru	59
3.2.1	Analýza chování analytických modelů distribuce toku a její důsledky	61
3.2.2	Experimentální ověření modelů distribuce toku	66

3.2.3	Srovnání experimentálních dat a výsledků analytických a CFD modelů . . .	71
4	Případové studie	81
4.1	Aplikace distribučního modelu	81
4.1.1	Lineární modifikace tvaru komor distribučních systémů	81
4.1.2	Modul výměníku pro využití odpadního tepla	93
4.1.3	Mini distribuční systémy a mini-gaps	97
4.2	Aplikace adaptovaného maticového modelu	101
4.3	Aplikace kompozitního modelovacího systému	103
4.3.1	Model přehříváku vzdušiny zohledňující distribuci toku látky	105
4.3.2	Přehřívák páry v konvektivní sekci parního kotle	111
5	Závěr	117
5.1	Budoucí práce	118
	Reference	119
	Publikace autorky citované v této práci	133
	Seznam použitých symbolů a zkratk	135
	Seznam obrázků	139
	Seznam tabulek	145

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 zanásecími 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 *American Society of Mechanical Engineers* a *American Institute of Chemical Engineers* (ASME a AIChE) redefinici pojmu nerovnoměrné distribuce „*dvoufázového toku látky jako stav, který vede k poklesu tepelné kapacity*“ (Kitto & Robertson, 1989). Opět se tedy v definici držel vztahu nerovnoměrné distribuce látek k tepelnému výkonu zařízení. Jak však upozornili autoři shrnutí (Kitto & 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:

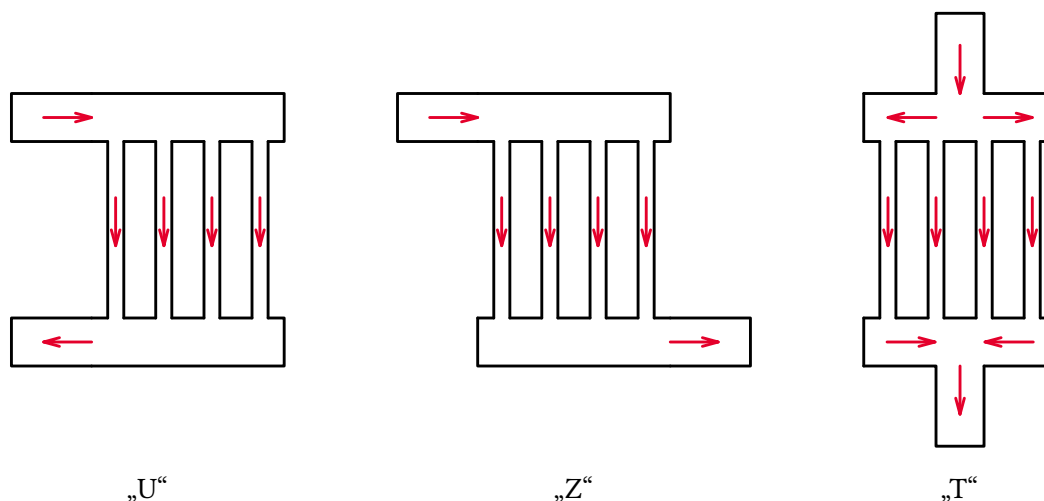
Nerovnoměrná distribuce toku látek je stav, při němž vzniklé lokální teplotní či rychlostní extrémy mohou významně ovlivnit provoz zařízení.

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 & Singh, 2019).

V rámci již zmíněného sympozia zaměřeného na nerovnoměrnou distribuci toku v zařízeních na přenos tepla (Kitto & 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. Naopak Dario et al. (2013) dělí příčiny nerovnoměrného toku uvnitř paralelních systémů pouze na tři skupiny:

1. geometrické parametry – geometrie hlavních komor, přívodních potrubí a dílčích kanálů;
2. provozní podmínky – za nejvýznamnější označují orientaci komor a kanálů (mezi typická uspořádání patří tzv. „U“, „Z“ a „T“ viz obrázek 1.1; dále lze rozlišit horizontální či vertikální orientaci hlavních komor nebo směr toku systémem), vzor dvoufázového proudění a teplotní podmínky (rovnoměrný či nerovnoměrný ohřev, ale také celkový rozsah pracovních teplot);
3. vlastnosti tekutin – hustota, viskozita a zvláště u dvoufázového toku i povrchové napětí či smáčivost.

Jak vyplývá z obou výčtů, zásadním krokem pro dosažení nejpříznivějšího 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 (obvykle zmiňovaná horní hranice je 14 mm, jak uvádí Kilkovský et al., 2014). Stejný problém se týká také mohutně rozvíjené oblasti chladicích mini-, mikro- a nano-systémů (Arie et al., 2016), u kterých může výrobní tolerance (včetně obráběcích prací) způ-



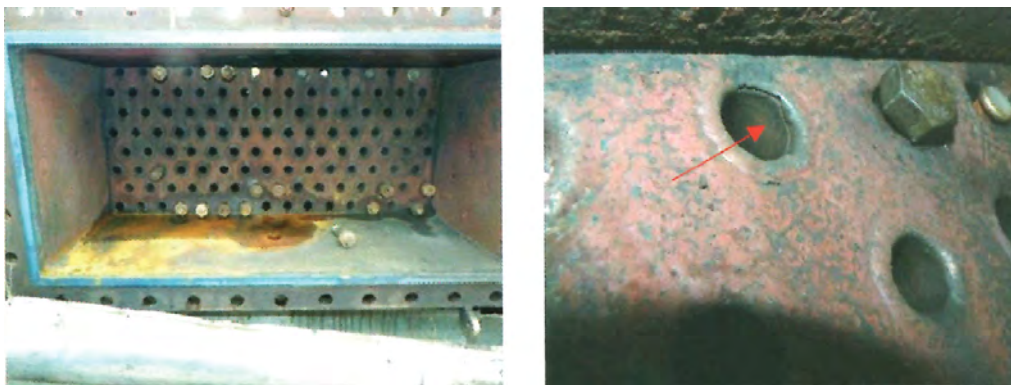
Obrázek 1.1. Nejběžnější typy uspořádání kompletních distribučních systémů (Fialová, 2017)

sobit závažné potíže dokonce u jinak dobře navrženého zařízení. Právě z tohoto důvodu figuruji možné výrobní tolerance a úpravy návrhu při montáži v seznamu příčin nerovnoměrné distribuce od Kitta & Robertsona.

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 zvyrazňují 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 Dopady a souvislosti nerovnoměrné distribuce látek

Jak bylo zmíněno výše, dopady nerovnoměrné distribuce toku pracovních látek na výkon zařízení se běžně projevují pouze slabě – podle dvojice Kitto & Robertson (1989) v řádu nízkých jednotek procent poklesu celkové účinnosti zařízení na přenos tepla, ve kterém nedochází ke změně fáze pracovní látky; Mueller (1987) odhaduje pro většinu aplikací 5–15 %. García-Guendulain et al. (2020) hodnotili zhoršení termické účinnosti zařízení vlivem nerovnoměrného toku látky v solárním kolektoru skrze srovnání s účinností při dokonale rovnoměrném rozdělení látky do jednotlivých větví. Zatímco v případě turbulentního režimu toku (který u procesních aplikací převažuje) činilo maximální zhoršení pouze 2 %, u laminárního toku to bylo až 7 %. Co se týče dvoufázového toku, Dario et al. (2013) ve své rešerši došli k závěrům, že nerovnoměrně rozdělený dvoufázový tok může způsobit pokles výkonu výměníků tepla o 7–30 %, přičemž výparníky jsou ohroženy výraznějším poklesem než kondenzátory. Kromě celkové účinnosti je však nutné uvažovat i lokální projevy sníženého výkonu zařízení, které se globálně nemusí projevit. Typicky se jedná o lokální pokles teploty teplosměnného povrchu; podle konkrétní aplikace jsou dva nejzávažnější projevy snížení teploty pod teplotu rosného bodu (Wei et al., 2017b) a tvorba námrazy (Wei et al., 2022). Naopak lokální navýšení teploty může znehodnotit zpracovávané látky, jako příklady lze uvést nepříznivé ovlivnění



Obrázek 1.2. Praskání trubek ve vzduchovém chladiči – převzato z (Bernasovský, 2017)

kvality produktů v petrochemickém průmyslu (Jegla et al., 2011) a v potravinářském průmyslu (typicky mléčné produkty – viz např. Hagsten et al., 2016). Nánosy, které vznikají tepelným rozkladem pracovní látky, pak dále způsobují pokles tepelné účinnosti a intenzivní zanášení jen dále zhoršuje celkový stav zařízení.

Přestože jsou všechny tyto potíže řazeny do kategorie problémů s výkonem zařízení, úzce souvisí s druhou kategorií projevující se mechanickým selháním zařízení (Kitto & Robertson, 1989). Zde jsou typicky řazeny kolize trubek (mezi sebou, s přepážkami nebo s pláštěm) a cyklická únava vlivem proudění pracovní látky (Buzík, 2017), eroze materiálu (Suwarno et al., 2022), urychlení procesu koroze obvykle v kombinaci s praskáním pod napětím (Bernasovský, 2017) a extrémní teplota materiálu vedoucí k jeho poškození (Kitto, 2021).

Kombinace nerovnoměrného rozložení toku a znečištění pracovních látek či jejich nepříznivé chemické složení bývá nejčastější příčinou provozních problémů procesních zařízení z hlediska výkonu i spolehlivosti daného aparátu. Velké množství příkladů lze nalézt u tepelných zařízení v petrochemickém průmyslu. Potíže lze pozorovat jak u vysokoteplotních aplikací (jako např. hydrokrakovací pece – viz Jegla et al., 2011), tak i u zařízení, ve kterých dochází ke změně skupenství alespoň jedné z látek (Fisher & Yu, 1975). Typický příklad z literatury představuje praskání trubek ve vzduchovém chladiči, které popisuje Bernasovský (2017). Z fotografie na obrázku 1.2, kterou Bernasovský pořídil, se lze domnívat, že dílčí problémy (přítomnost síry a chloridů v pracovní látce, nevhodná struktura svarového kovu i základního materiálu trubkovnice) byly dále umocněny nerovnoměrnou distribucí média v okrajových částech trubkového svazku. To vše vyústilo v porušení těsnosti svarových spojů a situace musela být provizorně řešena zaslepením příslušných trubek. Situaci charakterizovanou jako korozní praskání pod napětím, kdy materiál tepelného zařízení reaguje obzvláště citlivě na přítomnost Cl a S a jejich sloučenin v pracovních médiích, navrhl autor posudku řešit změnou výrobní technologie (zaválcování trubek, sjednocení materiálu trubek a trubkovnice, náhrada přídavného materiálu), úpravě distribuce pracovní látky se však nevěnoval. Přitom právě homogenizace rozdělení média do všech trubek by mohla snížit vyšší namáhání některých svarových spojů mezi trubkami a trubkovnicí. Je důležité také upozornit, že přestože je z napěťového hlediska nejkritičtější místem větvených systémů místo spoje hlavního kanálu a dílčích větví (kromě již zmíněného lze další příklad nalézt v práci Nekvasil & Jegla, 2014), vliv nerovnoměrné distribuce korozního média lze pozorovat i v jinak bezproblémových částech zařízení pro výměnu tepla, jak také ukáže jedna případová úloha řešená ve třetí části této práce.

Samostatným případem je pak situace, kdy dojde k tzv. zpětnému toku některými větvemi v důsledku nevhodného rozložení tlaku v distribučním systému (Turek, 2012). Tento jev se může vyskyt-



Obrázek 1.3. Ukázka fatálně zakoksované pecní trubky – převzato z (Jegla et al., 2011)

nout při neustálených stavech (obvykle uvažován náběh zařízení), nicméně je naprosto nežádoucí při běžném provozu, tj. v relativně ustálených podmínkách. Příčina zpětného toku spočívá buď ve špatném návrhu zařízení pro výměnu tepla (nevhodná geometrie distribučního systému, nezohlednění tvorby nánosů), nebo v nedodržení návrhových parametrů (provozní tlak a průtok pracovní látky, případně nedostatečná frekvence čištění aparátu).

Jak bylo naznačeno výše, nerovnoměrná distribuce tedy podněcuje další provozní potíže a celkově lze tuto situaci popsat jako spirálu problémů. Situaci lze dobře demonstrovat na příkladu trubkového výměníku tepla. Pokud se zaměříme čistě na problematiku proudění, v mezitrubkovém prostoru nerovnoměrné rozdělení toku způsobí v jednom místě vyšší erozi materiálu (typický problém při obtékání svazku spaliny s popílkem), v jiném dojde k úsadě částic, což dále navýší nerovnoměrnost toku média. V trubkovém prostoru je s tvorbou nánosů spojeno zúžení průtočného průřezu postižených trubek a vznik stagnačních zón, ve kterých dochází k další sedimentaci, zpravidla je ve stagnačních zónách urychlena i koroze. Z tohoto plynou nejen celkově vyšší tlakové ztráty, ale také nerovnoměrné namáhání trubkového svazku proudící tekutinou, často pak dochází k překročení doporučených hodnot pro rychlost proudění pracovních látek, což se může podepsat na životnosti daného zařízení. Z hlediska přenosu tepla způsobují výrazné odchylky od rovnoměrného rozdělení toku pracovní látky lokální extrémy v tepelném zatížení, ať už výrazně podchlazené úseky (a s tím spojenou např. kondenzaci par a kyselinotvorných látek) nebo naopak přehřátá místa, kde vysoká teplota povrchu trubek způsobuje degradaci pracovní látky (např. zanášení v důsledku chemické reakce, tzv. „koksování“ ropných produktů, viz obrázek 1.3). A zároveň narůstající nánosy výrazně navyšují teplotu materiálu trubek. Různá teplota materiálu trubek (dále umocňovaná nerovnoměrným odvodem tepelné energie) způsobuje také různou teplotní dilataci jednotlivých trubek, což může být pro zařízení opět fatální.

1.2.1 Náklady spojené s nerovnoměrnou 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.

I přes důkladnou rešerši, autorce není známa publikace, která by přímo spojovala finanční prostředky s dopady reálně pozorované nerovnoměrné distribuce pracovních látek v zařízeních na přenos tepla. Toto samozřejmě souvisí s obtížným, ne-li nemožným monitoringem nerovnoměrného toku tekutin v reálných provozních podmínkách. Proto je obvykle nutné při odhadu finančních důsledků vycházet z jiných jevů, které lze přímo či nepřímo spojit s distribucí toku. 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.

- Investiční náklady:

Bott (1995) označuje za obvyklou formu kompenzace poklesu dosažitelného tepelného výkonu zařízení použití větší teplosměnné plochy (která se postupně bude zanášet bez bližšího upřesnění, zda lokálně nebo celistvě) tak, aby byla dodržena požadovaná hodnota tepelného výkonu po celý pracovní cyklus zařízení. Navýšení investičních nákladů je pak výraznější u výměníků kapalina–kapalina (Bott problematiku demonstruje na konkrétním příkladu, kdy nárůst nutné plochy činil 42 %) oproti výměníkům plyn–plyn.

Další náklady jsou spojeny například s navazujícími prvky (potrubí, čerpadla), s instalací on-line nebo off-line čistících systémů a větší prostorem, který může být využit pro manipulaci při čištění zařízení. Jsou-li pracovní látky silně zanášivé a teplosměnné plochy vyžadují časté čištění, je možné situaci řešit také náhradním aparátem, který umožní nepřetržitý provoz jednotky během odstávky čištěného výměníku.

V konečném důsledku odhaduje Bott (1995) nárůst investičních nákladů spojených se silně zanášivým provozem a těžkými nánosy na 4–8násobek oproti výměníku, který pracuje v čistých podmínkách.

- Provozní náklady:

Nánosy ovlivňují schopnost zužitkovat a přenést všechnu tepelnou energii, důsledky jsou pak mnohé – v případě hydrokrakování ropy bez dostatečně vysokých teplot nedojde ke štěpení na lehké produkty; u destilačních kolon nižší teplota nástříku sice přináší vyšší účinnost dělení složek, avšak nedostatečná tepelná výměna mezi předehřívaným nástříkem a odváděným zbytkem navyšuje náklady na ohřev směsi ve vařáku, navíc může být nutné zbytek dochlazovat chladnou užitou, což opět ekonomiku provozu zatíží; nedostatečné chlazení páry v okruhu výroby elektrické energie (v chladiči za turbínou) má za následek nižší účinnost výroby; může dojít ke snížení výtěžnosti reakcí v chemických reaktorech a k poklesu kvality produktů, pokud je teplota vstupujících reaktantů nižší než návrhová.

Nánosy také zvyšují rychlost koroze zařízení – nebezpečná situace vzniká především u zařízení v jednotkách vyrábějících páru (pro procesní i energetické účely), kdy nánosy na straně chladného média vysokoteplotních výměníků tepla neumožňují dostatečný přenos tepla a chlazení materiálu stěn. Jev je dále umocněn narušenou distribucí teplot v rámci jednotlivých částí výměníků. Kombinace nánosů, vysokých teplot a koroze může velmi rychle vést ke ztrátě integrity materiálu stěn. Typickým projevem nerovnoměrné distribuce tepla v trubkovém výměníku (kvůli různým tepelným kapacitám v rámci jednotlivých větví systému)



Obrázek 1.4. Deformace svazku trubek v důsledku nerovnoměrné distribuce tepla – převzato z (Jegla, 2022)

je pak napětí vyvolané různou roztažností jednotlivých trubek, jejíž projevy lze ilustrovat obrázkem 1.4.

Nedostatečný přenos tepla může být kompenzován prostřednictvím vyšší spotřeby primárních zdrojů, za zcela zásadní z hlediska provozních nákladů lze však označit vliv zanášení na tlakové ztráty při průchodu tekutiny výměníkem. Zvýšení rychlosti ve zmenšeném průtočném průřezu a vyšší drsnost povrchu nánosů přispívá k nárůstu tlakových ztrát, což dodatečně zatěžuje čerpadla daného okruhu a navíc vyšší vstupní tlak média může nadměrně zatížit spoje (typicky svarové spoje mezi materiály trubek a trubkovnice), které následně mohou selhat. Riziko spojené s poškozením takového zařízení a únikem látek se samozřejmě navyšuje charakterem pracovních látek a provozních podmínek (hořlavost, toxicita, vysoké teploty a tlaky).

- Ztráty produkce:

I pravidelná plánovaná odstávka je určitým zásahem do výrobní kapacity a celkové finanční bilance daného závodu, přičemž běžně se uvažuje roční provoz 8 000 h; následky neplánovaných (vynucených) odstávek jsou samozřejmě mnohem závažnější. Rozdíl mezi plánovanou odstávkou kvůli běžné údržbě a neplánovanou odstávkou (kvůli poklesu produkce či vynucenou havarijním stavem) je z velké části tvořen samotným vhodným návrhem zařízení – z pohledu čistě zanášení tedy identifikací přípustné úrovně zanášení a rychlosti zanášení. Z těchto dvou údajů se pak odvíjí stanovení dostatečné rezervy mezi registrací nánosů (projevení jejich vlivu na provozních parametrech) a samotnou odstávkou, aby mohl být stanoven vhodný cyklus čištění zařízení. Nerovnoměrný tok pracovních látek může tyto odhady výrazně znesnadnit.

Pro ilustraci špatné praxe uvádí Bott (1995) příklad, kdy byl záměr provozovat tři spalínové

trubkové výměníky (pracující za vysokých teplot, spaliny obsahovaly vyšší množství pevných částic, navíc byly umístěné do trubkového prostoru) v režimu se dvěma zařízeními v chodu a jedním podstupujícím čištění. Cyklus měl činit šest měsíců, realita však byla přímo odstrašující – nutnost odstávky nastávala již po 10–14 dnech, přičemž docházelo i k odstávkám všech tří výměníků najednou. Nápravná opatření autor v tomto konkrétním případě neuvádí, avšak jiné úlohy z praxe návrhu, provozování a analýzy příčin provozních potíží (tzv. *troubleshooting*) spalínových výměníků ukazují, že nejvhodnější bývá obvykle nestandardní provedení aparátu, které vhodným způsobem zahrnuje i řešení distribuce pracovních látek v trubkovém (viz např. Turek et al., 2011) i mezitrubkovém (viz např. Stehlík, 2011) prostoru.

- Nápravná a preventivní opatření:

Přestože aditiva, která znesnadňují tvorbu nánosů, jsou dalším nákladem, jejich užití je výrazně výhodnější než častější odstávka. Toto tvrzení podporuje příklad výměníku pro přehřev proudu surové ropy v rámci destilační jednotky, kdy autoři případové studie srovnávali výkon čistého přehříváku se stavem po 12 měsících provozu s přidáním aditiv a bez nich: zatímco s aditivou došlo k poklesu výkonu o 14,2 %, bez aditiv klesl výkon o 42,6 %. Celkově zobecňuje Bott (1995) roční úsporu nákladů při využití chemických přípravků proti zanášení až na 50 %, a to i po započítání 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, proto je potřeba provést kromě analýzy účinnosti této technologie i analýzu finančních rizik.

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 s instalovaným výkonem 600 MW. Zmíněná studie zkoumala dodatečné výdaje spojené se snížením tepelného výkonu kondenzátoru kvůli nánosům a se zvýšenou spotřebou paliva ve srovnání se základním stavem, který počítal s mírným zanesením teplosměnných ploch kondenzátoru. V první modelové situaci bylo uvažováno pouze lehké zatížení turbíny (snížení výkonu není blíže specifikováno), druhá situace odpovídala dodržení návrhového výkonu; v obou případech se vycházelo ze základní hodnoty součinitele zanášení a postupně úroveň zanesení teplosměnných ploch rostla až na pětinasobek návrhového součinitele zanášení. 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:

- záleží, kde a jak je prováděn monitoring;
- členitý distribuční systém je do jisté míry schopen sám kompenzovat nedostatečnou funkčnost některých větví tak, že se odchylky neprojeví snížením celkového výkonu zařízení;
- 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 & 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 (*Total Annual Costs*, dále jen TAC). Referenční hodnoty byly získány pro stav předpokládající rovnoměrný tok obou médií. 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).

Zatímco lineární rychlostní profil (vykazující nejhorší výsledky účinnosti i TAC) je spíše hypotetická situace, parabolický a mocninový trend distribuce jsou již velmi blízké stavům, které predikují distribuční modely, resp. jaké jsou pozorovány v systémech s distribuční komorou typu „T“. Přestože bylo hledáno optimální provedení výměníku pro každý tvar rychlostního profilu zvlášť (geometrické parametry výsledných výměníků se tedy lišily), optimální návrh výměníku tepla s rovnoměrně distribuovanými pracovními látkami vykazoval nejlepší hodnoty účinnosti, resp. TAC) ve všech modelovaných případech. Z výsledků pro mocninový průběh rozdělení toku (s nejmenšími modelovanými odchylkami od rovnoměrného rozdělení, tj. od -21% do $+14\%$) je však jasné patrné, že i poměrně vysoká úroveň nerovnoměrnosti toku se na účinnosti zařízení v podstatě neprojevuje – pro tento nerovnoměrný stav predikovali Hajabdollahi & Seifoori pokles účinnosti o $0,54\text{--}0,94\%$ ve srovnání s hodnotami pro rovnoměrný stav. Procentuální nárůst nákladů v tomto případě pak odhadují na $0,53\text{--}1,63\%$ oproti TAC výměníku s rovnoměrně distribuovanými pracovními látkami.

Problematicke dalších dopadů distribuce toku (jako jsou např. výrazné rozdíly mezi výstupními teplotami jednotlivých proudů horkého či chladného média) se autoři Hajabdollahi & Seifoori (2016) věnují pouze okrajově, uvedením teplotních profilů pro parabolické rozdělení toku. Velmi silná nerovnoměrnost parabolického rozdělení toku (s odchylkami od rovnoměrného rozdělení toku od -74% do $+49\%$) se již výrazně projevuje i na predikované účinnosti a TAC. Ve srovnání s hodnotami pro rovnoměrný stav odhadují Hajabdollahi & Seifoori procentuální pokles účinnosti $1,5\text{--}3,38\%$ a především nárůst TAC o $6,97\text{--}10,49\%$.

Aby se předešlo výrazně vyšším celkovým nákladům, jak predikují Hajabdollahi & Seifoori (2016) ve spojitosti s parabolickým tokem, je vhodné v rámci dalšího kroku technicko-ekonomické analýzy zvážit implementaci konstrukčních prvků (např. vodicích žebířů), 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.

Úprava nebo náhrada stávající geometrie výměníku za jinou, která povede k rovnoměrnější distribuci toku pracovních látek je velmi běžným vyústěním řady případových studií (bez ekonomické části analýzy), viz např. jedna z posledních přehledových prací od kolektivu Liao et al. (2019). Nicméně podle Hajabdollahi et al. (2019) je za určitých okolností možné docílit pomocí nerovnoměrně distribuovaných médií i menších TAC. Pro vysoké hodnoty účinnosti (okolo 92%) optimalizovaných kompaktních výměníků vede výrazně nerovnoměrný tok obou médií k poklesu ročních nákladů až o $12,7\%$ ve srovnání s rovnoměrně distribuovanými látkami. Toto zlepšení však velmi rychle klesá, kdy pro fixní hodnotu účinnosti 91% činí pokles TAC již pouze $2,9\%$ a pro hodnoty účinnosti pod 90% už rozdíl TAC nepřevyšuje $0,5\%$ mezi výsledky optimalizovaného výměníku s nerovnoměrným stavem distribuce a zařízení s rovnoměrně rozděleným tokem obou látek. Nejvýraznějších úspor dosáhli autoři při takřka nulových průtocích v okrajových částech výměníku, což vedlo k rozdílu výstupních teplot chladného média v dílčích větvích o více než $450\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ani v této studii však autoři nekomentují lokální dopady (extrémní zatížení teplosměnných ploch) takto silně nerovnoměrného rozložení průtoků a teplot dílčích proudů. Rozhodně tak nelze tento přístup pro snižování TAC obecně doporučit.

1.2.2 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; extrémním příkladem citlivosti takových informací může být rozvaha o zaslepení trubek parogenerátorů v jaderných elektrárnách, kde kromě finanční stránky vystupuje také obzvláště citlivý aspekt bezpečnosti provozu. Obecně lze však konstatovat, že *troubleshooting* a opravy jsou zpravidla technicky 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 nedodržáním zadávacích podmínek (ať už se to týká průtoků pracovních látek nebo jejich složení), na které bylo celé zařízení původně navrženo (viz příklad na obrázku 1.4). 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, 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 (tzv. IPPC z anglického *Integrated Pollution Prevention and Control*), o integrovaném registru znečišťování a o změně některých zákonů (zákon o integrované prevenci), ve znění pozdějších předpisů (Zákon č. 76/2002 Sb., 2021). Z pohledu procesního a energetického inženýrství jsou klíčovými oblastmi zvláště kategorie IPPC (Ministerstvo životního prostředí, 2021):

- 1.1 a 1.2 (energetika – spalování paliv v zařízeních o celkovém jmenovitém tepelném příkonu 50 MW a více; rafinace minerálních olejů a plynů),
- 4 (chemický průmysl),
- 5.2 (odstranění nebo využití odpadu v zařízeních určených k tepelnému zpracování odpadu),
- 6.1 a 6.2 (ostatní průmysl – průmyslová výroba produktů ze dřeva jako je buničina, papír či desky; zpracování textilních materiálů),

které dohromady čítají více než 500 zařízení.

Další evidenci podléhají subjekty, které vyrábějí či jinak podnikají s elektrickou a tepelnou energií. S ohledem na zaměření této práce (technologie pro výměnu tepla pro procesní účely, nikoli výrobu elektrické energie) se provedená rešerše soustředila především na evidované zdroje tepla v ČR. 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 (KVET). Údaje tedy zahrnují kromě velkých zdrojů, za které lze označit teplárny a v rámci režimu KVET i elektrárny

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

či zařízení pro energetické využití odpadu, také menší provozy (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 & 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.

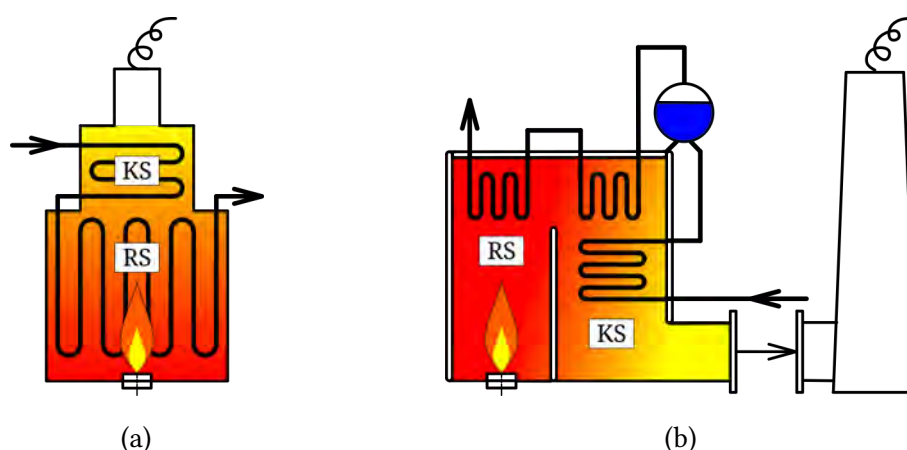
1.3 Aktuální stav v návrhu a modelování zařízení na výměnu tepla

Průmyslové kotle a pece se obecně skládají ze dvou částí, radiační sekce (dále jen RS) a konvekční sekce (dále jen KS) – viz obrázek 1.5. Dle požadovaného tepelného výkonu a vlastností používaného paliva a ohříváných proudů je pak u těchto jednotek vybrán vhodný typ zařízení a navržen tvar radiační komory a konfigurace teplosměnných ploch. Celé zařízení je pak s pomocí kontrolních výpočtů návrhově doladěno konkrétní aplikaci na míru (Hájek & Jegla, 2017).

Z hlediska přenosu tepla je dominantní částí těchto zařízení RS, kde převažuje mechanismus přenosu tepla sáláním a kde je přenos tepla také nejintenzivnější. V KS, která následuje, je převažujícím mechanismem sdílení tepla konvekce.

Návrh RS trubkové pece podléhá zavedeným standardům, jako např. normy organizace *American Petroleum Institute* API Standard 530 (2008) a API Standard 560 (2007), avšak i s ohledem na dobu jejich vzniku, tyto výpočty adekvátně nezohledňují rozložení tepelného toku po obvodu trubek a podél pece. Průměrování tepelného toku a neuvažování reálné tepelné charakteristiky instalovaných hořáků ve stávajících výpočtech způsobuje pokles technologické spolehlivosti a zvýšeného opotřebení (čerpání životnosti) ať už celého zařízení, či jen některých prvků. Výrazných nepřesností se stávající projekční praxe dopouští zvláště u nízkoemisních hořáků, které se vyznačují výrazně odlišným chováním, např. tvarem a délkou plamene (Skryja et al., 2022). Kromě snížení tvorby emisí mají nízkoemisní (tzv. *low-NO_x*) hořáky ve srovnání s konvenčními typy hořáků za následek jinou distribuci tepelného toku ve spalovací komoře, a tedy i změněný charakter sdílení tepla na teplosměnných plochách v RS (Baukal, 2013).

Konvekční (výměníková) sekce průmyslových vodotrubných parních kotlů (jak schematicky znázorňuje obrázek 1.5(b)) obsahuje na rozdíl od procesních pecí tři části:



Obrázek 1.5. Schéma (a) válcové pece a (b) vodotrubného parního kotle – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2019b); legenda: KS – konvekční sekce, RS – radiační sekce

- ekonomizér – slouží k ohřátí napájecí vody, obvykle je umístován do prostoru s nižší teplotou spalín;
- výparník – zde dochází k fázové přeměně média v trubkách, nezřídka je tento výměník integrován v membránových stěnách RS a KS;
- přehřívák – v tomto výměníku je finalizována výroba přehřáté páry pro danou procesní nebo energetickou aplikaci, obvykle se jedná o první teplosměnnou plochu v KS, často se také nachází nad radiační komorou.

Distribuce toku spalín coby horkého proudu je zásadní také pro dílčí trubkové svazky umístěné v KS spalovacích zařízení, ale i pro samostatné trubkové výměníky tepla pro různorodé aplikace využívající odpadní teplo ze spalín. Tyto výměníky obvykle obsahují husté svazky trubek, což na straně spalín zvyšuje přenos tepla, nicméně taková komplexní geometrie je náchylnější k nerovnoměrné distribuci média v trubkách (Jegla & Fialová, 2018). Problematické chování toku v trubkách způsobuje nerovnoměrné zatížení teplosměnných ploch, zvláště je-li umocněno vlivem nerovnoměrné distribuce na straně spalín. Konkrétním kritickým místem může být prostor po obratu mezi prvním (RS) a druhým (KS) tahem parního kotle z obrázku 1.5(b).

V rámci základního návrhu parametrů trubkového výměníku (počet trubek, jejich geometrie, průměrné vstupní, výstupní teploty a předané teplo) se opět využívá tepelně hydraulických výpočtů, které pracují s průměrnými hodnotami veličin pro kompletní svazek trubek. Standardizaci provedení tak podléhají pouze konvenční výměníky se svazkem trubek v plášti a přepážkovým systémem (TEMA Inc., 2007).

1.3.1 Modelování distribuce v radiační sekci

Jak bylo již dříve uvedeno, výpočty RS (zejména pecí) jsou podřízeny návrhovým standardům. Přestože je možné určit sálavé teplo předané trubkovým systémům v RS několika zjednodušenými modely, standardizované návrhové výpočty radiačních komor pecí vychází z *Well-Stirred Furnace* (WSF) modelu, který byl ve své původní formě prezentován Lobem & Evansem ve 30. letech 20. st. Základní WSF model (Lobo & Evans, 1939) dělí pec (nebo radiační komoru obecně) na tři zóny reprezentující spalovaný plyn, trubkový systém a odrazivé stěny. I přes řadu nedostatků a zjednodušení (viz porovnání tohoto modelu s numerickými simulacemi v práci (Jegla et al., 2014)) je tento globální (1D, resp. 0D) model stále využíván v řadě výpočetních nástrojů. Kupříkladu tvoří základ optimalizačního nástroje autorů Li et al. (2013) k zjištění ideálních provozních podmínek, nebo je součástí modelu kolektivu (Morales-Fuentes et al., 2012) predikujícího rychlost zanášení při zpracování ropy.

Nedostatky WSF modelu se projevují zvláště u zařízení s výrazným teplotním gradientem, který je způsoben velkým rozdílem dvou hlavních rozměrů. Např. u vertikální válcové pece jde o výšku komory a její průměr. Možným řešením je rozdělit takovou (dlouhou, resp. vysokou) radiační komoru na sérii kratších segmentů a přenos tepla pak řešit sekvenčně v každém segmentu pomocí 1D modelu pístového toku (*Plug Flow*, PF), který je popsán např. v knize (Hewitt et al., 1994). Dle oblasti použití bývá někdy tento model nazýván také *long furnace model*. Využití nalézá např. v technicko-ekonomických analýzách (Tucker & Ward, 2012).

Ani PF model však není ideální, jeho nedostatky shrnul ve své práci Jegla (2013) a představil modifikovaný model pístového toku (MPF). Zásadním rysem PF modelu je totiž znalost stupně vyhoření paliva jako funkce délky pece. Je-li plamen orientován rovnoběžně s osou pece, je možné tento údaj zjistit experimentálně nebo pomocí detailních numerických simulací výpočtové dynamiky tekutin (*Computational Fluid Dynamics*, dále jen CFD). V každém případě se nejedná o triviální záležitost. MPF model umožňuje přesnější predikci distribuce hustoty tepelného toku zahrnutím výsledků hořákových zkoušek, které jsou nezbytné pro ověřování nových návrhů hořáků i ověření

funkce rekonstruovaných hořáků před jejich znovuuvvedením do provozu, nejen v rámci validace MPF modelu (Jegla et al., 2015b), ale i v samotném výpočtovém algoritmu (Jegla, 2016).

MPF model je zaměřen na válcové spalovací komory s jedním hořákem, průmyslová spalovací zařízení však obvykle obsahují více hořáků a radiální komora může mít nejen kruhový, ale i obdélníkový příčný průřez (např. kotle nebo šachtové pece). Přítomnost více hořáků ovlivňuje proudění spalin (jejich směšování) a celkový charakter přenosu tepla v RS. Válcový tvar pece je zase příznivější pro rovnoměrnou distribuci tepla i látky než šachtový (Jegla et al., 2015a). Tyto parametry zohledňuje adaptovaný MPF model (dále AMPF), jenž byl představen v práci (Jegla, 2016). Z popsaných zjednodušených modelů pro návrhové výpočty radiálních komor je AMPF nejpropracovanější a také nejuniverzálnější technika pro analýzu distribuce tepelného toku v RS pecí a kotlů.

Detailnější modelování přenosu tepla a hmoty v RS pomocí CFD modelů je hojně využíváno např. při vývoji nových typů hořáků (Juřena et al., 2016) či zkoumání příčin poškození zařízení (Nađ et al., 2020). Na složitost matematického a numerického popisu aplikací v RS upozorňuje Hájek (2007) a jako ilustraci uvádí dokonce příklad z literatury, kdy řešení numerických analýz vířivých hořáků vedlo ke dvěma diametrálně odlišným výsledkům a bez experimentálních dat nebylo možné rozhodnout, které řešení rozložení teplot lze označit za správné. Navíc jsou simulace dějů v radiálních komorách velmi výpočetně náročné (tedy i drahé), a to i s řadou zjednodušujících předpokladů.

V rámci běžných průmyslových úloh je požadováno především zjištění globálního rozložení teplot v RS. Aby se dosáhlo přijatelného kompromisu mezi mírou podrobnosti modelu a výpočetním časem úlohy, bývají obvykle voleny jednoduché geometrie (např. holé stěny místo membránových, svazky trubek nahrazeny porézními přepážkami apod. jako je tomu u *troubleshootingu* kotle, kterému se věnoval Nađ et al., 2018), případně je využita vhodná kombinace dílčích modelů – jako příklad druhého přístupu lze zmínit analýzu příčin poruchy přehříváku v generátoru páry, kterou provedli Poursaeidi & Arablu (2011). Ti využili velmi jednoduchý model „holé“ radiální komory doplněný o model popisující přenos tepla v několika trubkách přehříváku; výsledky byly následně interpolovány na celé zařízení.

1.3.2 Modelování distribuce v konvektivních výměnících tepla

Jednou ze stěžejních metod základního návrhového výpočtu konvektivních výměníků tepla, která umožňuje následné zohlednění distribuce toku pracovních látek, je metoda ε -NTU (popř. ve formě P -NTU), jež vyjadřuje vztah účinnosti (přesněji termické účinnosti) v závislosti na tepelném výkonu. Bezrozměrná forma vyjádření výkonu výměníku, NTU (tzn. počet přenosových jednotek), využívá parametry výměníku (teplosměnná plocha, materiálové vlastnosti) i provozní podmínky (teploty, průtoky a vlastnosti pracovních látek). Formulaci základních výpočetních vztahů účinnost-NTU se mezi prvními věnovala dvojice autorů Kays & London (1955). Pravidla zavedená autory Domingos (1969) a Pignotti & Shah (1992) pak pomohly určit účinnost velkého množství různých typů výměníků tepla. Rozsáhlý přehled vhodných výpočetních vztahů pro řadu uspořádání výměníků tepla uvádí např. Shah & Sekulić (2003). Vzhledem k důležitosti tohoto výpočetního vztahu je stále hojně zkoumán a ověřován u různých stále komplikovanějších geometrií zařízení pro přenos tepla. Pozdější autoři navázali s úvahami, do jaké míry se lze spolehnout na původní obecné formulace vztahů účinnost-NTU u velmi komplexních vícechodých výměníků. Významné nepřesnosti obecných výpočtových vztahů užívaných návrhovými metodikami ESDU (IHS Inc., 1999–2019) objevil výzkumný tým Navarra & Cabezas-Gómez, když v několika navazujících pracích (Navarro & Cabezas-Gómez, 2005; Cabezas-Gómez et al., 2007; Navarro et al., 2010) porovnávali vypočítanou účinnost pomocí silně zobecněných formulací pro kompletní vícechodý výměník s modelem

diskretizovaným na malé elementy 2D, případně 3D sítě, který používal základní vztah

$$\varepsilon = \frac{\min \{(T_{1,\text{out}} - T_{1,\text{in}}), (T_{2,\text{in}} - T_{2,\text{out}})\}}{T_{2,\text{in}} - T_{1,\text{in}}} \quad (1.1)$$

V něm $T_{1,\text{in}}$, $T_{2,\text{in}}$ zastupují teploty médií na vstupu (jak elementu, tak i celého výměníku), $T_{1,\text{out}}$, $T_{2,\text{out}}$ jsou výstupními teplotami. Dolní index 1 značí v rovnici (1.1) ochlazovanou pracovní látku, 2 látku ohřívanou. Detailněji bude metoda ε -NTU rozebrána v rešerši metod výpočtového modelování (v podkapitole 2.3).

Z hlediska distribuce média zkoumali vztahy účinnost-NTU Baek et al. (2014). Ve své práci prezentovali zajímavé srovnání vlivu nerovnoměrného rozdělení horkého proudu v horizontálním a ve vertikálním směru. Z výsledků obdržených jejich rozšířeným 1D modelem i CFD simulací vyplývá, že výrazně nepříznivý vliv na účinnost výměníku tepla má zvláště vertikálně lineární rozložení média, zatímco nerovnoměrnost distribuce látky takřka nehraje roli, je-li přívod tekutiny umístěn horizontálně ve středu hlavního kanálu (tzv. T-uspořádání, viz dříve uvedený obrázek 1.1).

Většina zjednodušených metod, které jsou schopny postihnout problematiku přenosu tepla, nezohledňuje zároveň nerovnoměrnou distribuci pracovních látek. Příkladem může být 2D metoda buněk (Gaddis, 1998), která je nejčastěji používaná ve spojitosti s výměníky se svazkem trubek v plášti. Maticový přístup autorů Silaipillayarputhur & Idem (2013), který vychází ze základních principů Dominga a Pignottiho zmíněných výše, již uvažuje rozdělení tekutiny v trubkách, nikoli však distribuci média v mezitrubkovém prostoru výměníků s křížovým tokem.

Mnoho analytických modelů se věnuje problematice distribuce tekutiny uvnitř systémů, které (zjednodušeně) reprezentují trubkový prostor výměníků tepla. Diferenciální 1D modely popisují ve svých pracích např. Bajura (1971) a Bajura & Jones (1971); diskrétní formulaci využili Bailey (1975) či Jones & Lior (1994). Všechny zmíněné modely mají společný izotermní charakter, zaměřují se pouze na distribuci toku pracovní látky v různé členitých systémech, které jsou čistě distribuční, pouze sbírající tekutinu (tj. kolektorové) nebo také (nejčastěji aplikované) paralelní systémy typu „U“ a „Z“ (viz obrázek 1.1). Práce (Turek et al., 2015) ukázala, že některé kvazi-1D modely lze po vhodných úpravách rozšířit také na 2D (kvazi-3D) sítě nahrazující trubkovnici výměníku.

Samotná distribuce média se standardně analyzuje také pomocí 3D CFD modelů. Z prací zaměřených na trubkové systémy lze zmínit např. práce (Gandhi et al., 2012), (Fialová, 2015 – pouze distribuce látek, resp. Fialová, 2017 – kompletní systémy), (Labbadlia et al., 2017 – výměník se svazkem trubek v plášti) či (Turek et al., 2016 – zjednodušené postupy výpočtové dynamiky tekutin). Zvláště komplexní je přístup kolektivu Gandhi et al. (2012), kteří se zaměřili na paralelní systém typu „T“. Jejich rozsáhlá studie zkoumá vliv hmotnostního průtoku, počtu trubek, průměrů hrdel, hlavních kanálů i trubek. Použitý CFD model navíc měli možnost validovat pomocí fyzikálního experimentu.

Na rozdíl od předcházejících autorů analyzovali Ngoma & Godard (2005) jednodušší geometrii paralelního systému, avšak současně uvažovali nerovnoměrný ohřev dvoufázového média v trubkách. Výsledky jejich 1D modelu ukazují, že v případě nerovnoměrného tepelného toku dochází k mírně rovnoměrnějšímu rozdělení pracovní látky. Podobné pozitivní působení (nerovnoměrného) ohřevu na hmotnostní tok chladiva dosáhl se svým zjednodušeným modelem i Cho et al. (2010), když látku ohřívali v poslední třetině mikrokanálů. Naopak lokální ohřev pouze jedné z devíti sekcí distribučního systému způsobil intenzivní odpařování chladiva a s tím spojené také výrazné snížení hmotnostního toku v příslušných kanálech. Synergii obou jevů – nerovnoměrné distribuce média pramenící z geometrického uspořádání a nerovnoměrný ohřev – pak zkoumali v rámci CFD analýz pasivních chladičů elektroniky Kumar & Singh (2019).

Zajímavým prvkem studie autorů Cho et al. (2010) je využití proměnné výšky hranatých hlavních kanálů (tj. distributoru a kolektoru), kdy obdrží trojúhelníkový, konkávní a konvexní tvar

v podélném řezu. Díky proměnnému tvaru hlavních kanálů lze výrazně ovlivnit distribuci média v členitě děleném systému. Různé nestandardní tvary distributorových komor zkoumali pomocí CFD také Kumaran et al. (2013) či Jiang et al. (2018). Obvykle jsou vyšetřovány tvary komor vycházející z hranatého lichoběžníkového průřezu (Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016) či trojúhelníku (Matheswaran et al., 2016); plynulé přechody mohou zajišťovat i konkávní a konvexní tvary (P. Dąbrowski, 2020). Wei et al. (2016) realizovali požadované rozdělení média v malých distribučních systémech pomocí perforované přepážky umístěné v distributoru v blízkosti ústí trubek, přičemž několik návrhů těchto přepážek realizovali, a tak experimentálně ověřili výsledky CFD simulací. Dalšími příklady prvků upravujících tok v trubkovém prostoru zařízení mohou být perforované struktury umístěné v komoře distributoru (Kim et al., 2013), vodící žebra (García-Guendulain et al., 2018), úpravy ústí trubek (Said et al., 2015) či clony instalované do jednotlivých trubek (Srinivasan & Jayanti, 2015). Transfer výsledků podobných studií však může být problematický. Zatímco perforované přepážky lze snadno instalovat (viz např. Wei et al., 2017a), velká variabilita tvarů nejen hlavních kanálů, ale celého distribučního systému obecně, která je velice běžná u mikrosystémů, není vždy možná v reálném měřítku průmyslových výměníků tepla. Kromě samotné vyrobitelnosti některých tvarů ovlivňují konstrukční návrh také napěťové poměry v zařízení – zvláště při vysokých provozních tlacích pracovních látek, které v procesním průmyslu nejsou ojedinělé. Tvarová variabilita hlavních komor je alespoň prozatím v konvenčních aplikacích výrazně nižší (viz např. Ocloň et al., 2021), přesto se však v rámci *troubleshootingu* ojediněle vyskytuje (viz např. Peng et al., 2020). Častěji bývá distribuce toku látky v trubkovém prostoru zohledněna v návrhu zařízení pouze základním výběrem uspořádání distribučního systému – u procesních zařízení typicky U-uspořádání (Bava & Furbo, 2016), a Z-uspořádání (García-Guendulain et al., 2020), ale obecně např. u parních kotlů i další varianty (Miao & Xu, 2006) – nebo vhodnou volbou různých průměrů jednotlivých hlavních komor (např. Facão, 2016), což může mít pozitivní dopad i na cenu takového zařízení (Slavíková & Kohoutek, 1990).

Proudění externího média (v mezitrubkovém prostoru) je v rámci CFD zkoumáno především u menších zařízení nebo v rámci pouze omezeného výřezu. Mezi typické zástupce patří výměník se svazkem trubek v plášti, kterému se věnoval např. Buzík (2017) z hlediska vibrací vyvolaných proudící tekutinou nebo Lei et al. (2017), kteří analyzovali výkon výměníku s novým typem přepážek v mezitrubkovém prostoru. Simulace bývají případně využity jako doplňující analýzy k doprovodným nežádoucím jevům v mezitrubkovém prostoru (např. tvorba nánosů – Nađ, 2019). Je-li řešena větší aplikace, bývají často husté svazky trubek nahrazeny speciálně definovanými strukturami (např. Gómez et al., 2008).

Výpočetně nejnáročnějším numerickým modelováním je kombinace analýz proudění a strukturních výpočtů, kterou použili např. Ocloň & Łopata (2018) u výměníku s žebrovanými trubkami. Motivací bylo kompletní zničení trubkového svazku kvůli extrémním nánosům vodního kamene v trubkovém prostoru. Analýza zahrnovala CFD simulaci trubkového i mezitrubkového prostoru a zhodnocení vzniklých napětí a deformací ve výměníku. Je běžné, že takto komplexní (a tedy i zdlouhavý a drahý) přístup je možný pouze v rámci *troubleshootingu*, jako tomu bylo v tomto případě, a nikoliv v rámci nového návrhu zařízení (což by mělo být preferováno), kdy k tomu obvykle není z časových důvodů prostor.

1.4 Cíle práce

Problematika nerovnoměrné distribuce toku pracovních látek a tepelného toku v zařízeních pro výměnu tepla byla rozsáhle představena v předcházejícím textu, který současně shrnuje motivaci k řešení tohoto problému prostřednictvím výpočtového modelování. Na základě důkladné rešerše

dostupných metod a vlastních průběžných výsledků byl stanoven rámcový cíl – specifikovat pragmatický kompozitní modelovací systém 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 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. Použití navržených výpočtových metod, resp. modelů umožní rychle a účinně posoudit návrh zařízení pro výměnu tepla z pohledu distribuce tekutin a přenosu tepla, a tím doplní a zkvalitní stávající běžně používaný způsob návrhu zařízení pro výměnu tepla do podoby uceleného systematického postupu. Dílčí cíle práce, které podporují dosažení hlavního cíle, tj. kompozitního modelovacího systému 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.

1.4.1 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, 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.

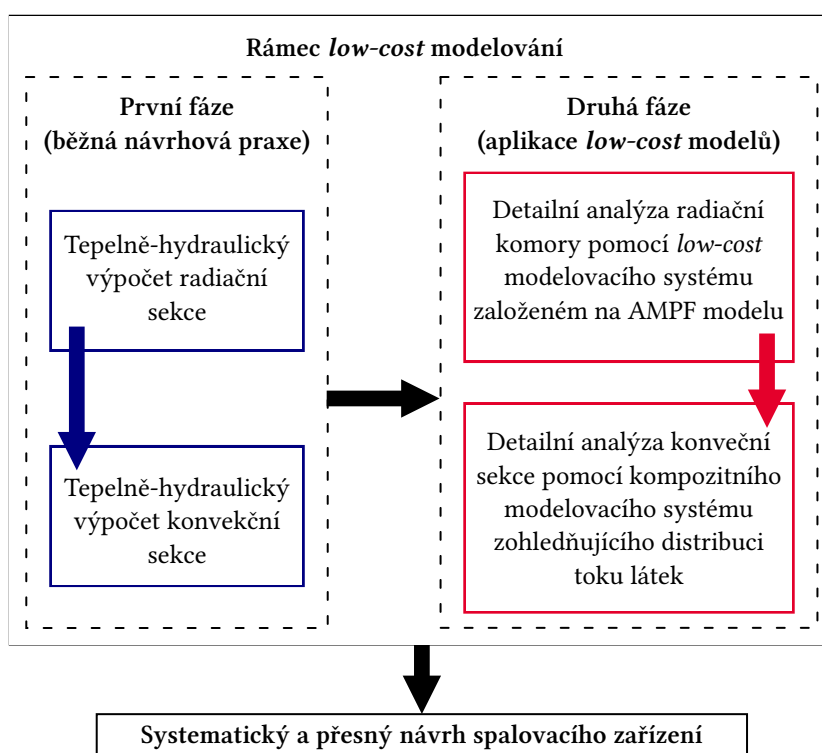
Na základě těchto zkušeností s návrhy spalovacích zařízení, ať už se jedná o kotle či pece, vyplynula potřeba ucelené metodiky, která by dosavadní výpočty propojila. Cílem je představit právě takový rámec kompozitního modelování, který doplní základní tepelně-hydraulické výpočty RS a KS o rychlé a přesné *low-cost* výpočetní modely a navzájem všechny tyto složky vhodně propojí. Primárně bude sloužit pro účely úvodních návrhů spalovacích zařízení s případným využitím pro kontrolní výpočty.

Zde je důležité poznamenat, že představený kompozitní modelovací systém se nevymezuje vůči

použití CFD modelů, naopak jeho snahou je využití CFD simulací co nejefektivnějším způsobem, neboť stále platí, že CFD simulace poskytují velmi dobrý náhled, co se v zařízení děje. Zásadním požadavkem kladeným v průběhu úvodní fáze návrhu zařízení je však pružná reakce na úpravy rozměrů, které se poměrně dynamicky mění (Jegla et al., 2015b), což propracované a složité CFD modely obvykle nesplňují. V praxi to tedy znamená, že je vhodné použít v minimální míře pouze maximálně zobecněné CFD modely, není-li možné získat nezbytné informace o zařízení jinak.

Základní rámec kompozitního modelovacího systému tedy tvoří z pohledu návrhu spalovacích zařízení v procesním a energetickém průmyslu dvoustupňový výpočet (viz obrázek 1.6). V prvním stupni proběhne standardní tepelně-hydraulický návrh RS a KS, tj. (1) odhad hlavních rozměrů radiční komory a instalovaného tubulárního systému, množství předaného tepla sáláním, (2) návrh základních parametrů svazků trubek (počet trubek, jejich geometrie) sekčních výměníků, průměrné vstupní, výstupní teploty a předané teplo v rámci jednotlivých výměníků tepla v konvekční sekci. Druhý stupeň výpočtu již slouží k detailnímu propočtu jednotlivých sekcí a zahrnuje výpočty nerovnoměrné distribuce toku tepla a pracovních látek pomocí nových zjednodušených modelů. Je-li to nutné, bude v návaznosti na nevyhovující výsledky s pomocí nových modelů proveden návrh adekvátních úprav zařízení.

Toto zasazení separátních *low-cost* modelů do kontextu kompletního návrhu spalovacího zařízení a nový rámec kompozitního modelovacího systému umožňují kontinuální přechody mezi jednotlivými částmi výpočtu. Homogenní řešení kompletního zařízení si tím pádem udrží vysokou přesnost.



Obrázek 1.6. Systematický rámec navrženého KMS a propojení jednotlivých fází návrhového výpočtu spalovacího zařízení – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2019b)

Modely navržené pro detailní analýzu a zpřesnění návrhu RS jsou rozebrány v práci (Fialová

& Jegla, 2019b), kde byla poprvé představena vize kompozitního modelování na příkladu trubkové pece a kotle. Jak bylo již zmíněno, v této dizertační práci budou podrobně popsány modelovací metody pro analýzu konvekční části zařízení. Princip kompozitního modelovacího systému (dále jen 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.

1.5 Struktura práce

Tato dizertační práce je rozdělena na tři hlavní části, které se postupně zabývají dílčími cíli práce. V kapitole 2 jsou detailně analyzovány používané modelovací přístupy, společně s jejich přednostmi a nedostatky a také je zde uvedeno doporučené použití (odpovídá dílčímu cíli 1 výše). Z této rozvahy vyplývá volba výpočtových postupů a metod vyvíjeného kompozitního modelovacího systému, kterému se věnuje kapitola 3. Nejprve jsou prezentovány základní principy a vazby kompozitního modelovacího systému 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 (dílčí cíle 2 a 3). Následuje detailní diskuze jednotlivých modelů a srovnání jejich možností s výsledky obdrženyými pomocí dostupných komerčních nástrojů; v případě distribučních modelů je představeno také ověření pomocí dat z provedených fyzikálních experimentů (dílčí cíl 4). Kapitola 4 pak představuje aplikaci vyvíjeného kompozitního modelovacího systému nejen na úlohách z odborné literatury, ale i na průmyslových případech (dílčí cíl 5). 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.

Metody výpočtového modelování

Jak již bylo uvedeno, včasným uvažováním nerovnoměrné distribuce lze předejít řadě provozních potíží, kterými jsou zatíženy nevyhovující návrhy zařízení. Rešerše provedená v předcházející části byla zaměřena na objekt modelování a aktuální praxi úvodního návrhu zařízení na výměnu tepla se zaměřením na zohlednění nerovnoměrnosti distribuce tepelného toku a toku pracovních látek. V této části bude pozornost upřena na způsoby modelování tohoto jevu.

Čím dál tím více převažujícím trendem v modelování proudění obecně je využití simulací CFD. Jedná se o nejflexibilnější, avšak zároveň o nejnáročnější přístup (časově i cenově), i z tohoto důvodu je preferován tento přístup k řešení finální podoby navrhovaného zařízení (v rámci vývoje zcela nového zařízení či při návrhu specifických zařízení a konstrukční optimalizaci stávajících návrhů) nebo ke zkoumání potíží již provozované jednotky. Naopak využití CFD ve fázi počátečních návrhů není příliš efektivní. V tomto kroku je třeba rychle vyloučit zcela nevhodné konfigurace, opakovaně upravovat hlavní rozměry a vybrat nejvhodnější variantu pro další detailní výpočty. Proto se k tomuto účelu lépe hodí zjednodušené modely a metody, které nižší přesnost výsledků kompenzují velmi krátkým výpočtním časem, a tedy i nízkou cenou.

V rámci efektivního využití obou těchto základních přístupů by však neměl být opomíjen ani krok ověření spolehlivosti získaných informací pomocí naměřených dat. Proto je první podkapitola 2.1 věnována problematice experimentálního modelování distribuce toku látek. V dalších částech jsou rozebrány možnosti detailních numerických metod (2.2), zjednodušených (globálních) modelů (2.3) a využití obou přístupů v hybridních či kombinovaných modelech (2.4). Stěžejní poznatky této rešerše jsou shrnuty v části 2.5, kde jsou zároveň uvedeny základní principy výběru vhodného modelovacího přístupu pro predikci distribuce toku v procesních zařízeních.

Jeden z faktorů, který výrazně ztěžuje zakomponování hodnocení distribuce toku pracovních látek do širšího povědomí a do běžné inženýrské praxe, je také nejednotnost autorů při posuzování nerovnoměrnosti rozdělení toku. I z tohoto důvodu je poslední část 2.6 věnována problematice samotného hodnocení distribuce pracovních látek v zařízeních.

2.1 Experimentální modelování

Z hlediska tvorby spolehlivých modelů a simulací procesních zařízení a systémů hraje fyzikální experiment (resp. provozní měření) zásadní roli. Přestože bez naměřených dat nelze ve většině případů rozhodnout o přesnosti výpočtových modelů, mnoho výzkumníků se spoléhá na výsledky numerických analýz (např. CFD modelů) coby na etalon kvality. Možným důvodem preferování CFD simulací je, že mnohdy výzkumníkům ani nic jiného nezbývá, neboť provozní či fyzikální experiment je stále nejdražší variantou, jak něco zkoumat. Proto jsou také v novějších publikacích

velmi často recyklovány ty samé výsledky experimentů, ta samá data z provozů.

V následujících podkapitolách jsou rozebrány stěžejní body a úskalí experimentálního modelování distribuce toku látek v provozních a laboratorních podmínkách.

2.1.1 Provozní měření

Zásadní překážkou významnější spolupráce při výzkumu distribuce toku látek s provozovateli procesních zařízení je absence dostatečně detailních dat. Obvykle není zapotřebí sledovat rozdělení průtoků, tlakové ztráty, ani teplotní pole příliš podrobně, neboť pro získání informací pro řízení procesu, kontroly kvality surovin, produktů či meziproduktů a zajištění spolehlivé funkce zařízení a bezpečnosti provozu stačí často pouze jednotky kontrolních bodů (Kadlec & Kmínek, 2005). Zásadní nedostatek sledovaných veličin může nastat až při shromažďování informací pro analýzu procesu (nebo v krajním případě při analýze příčin havárie).

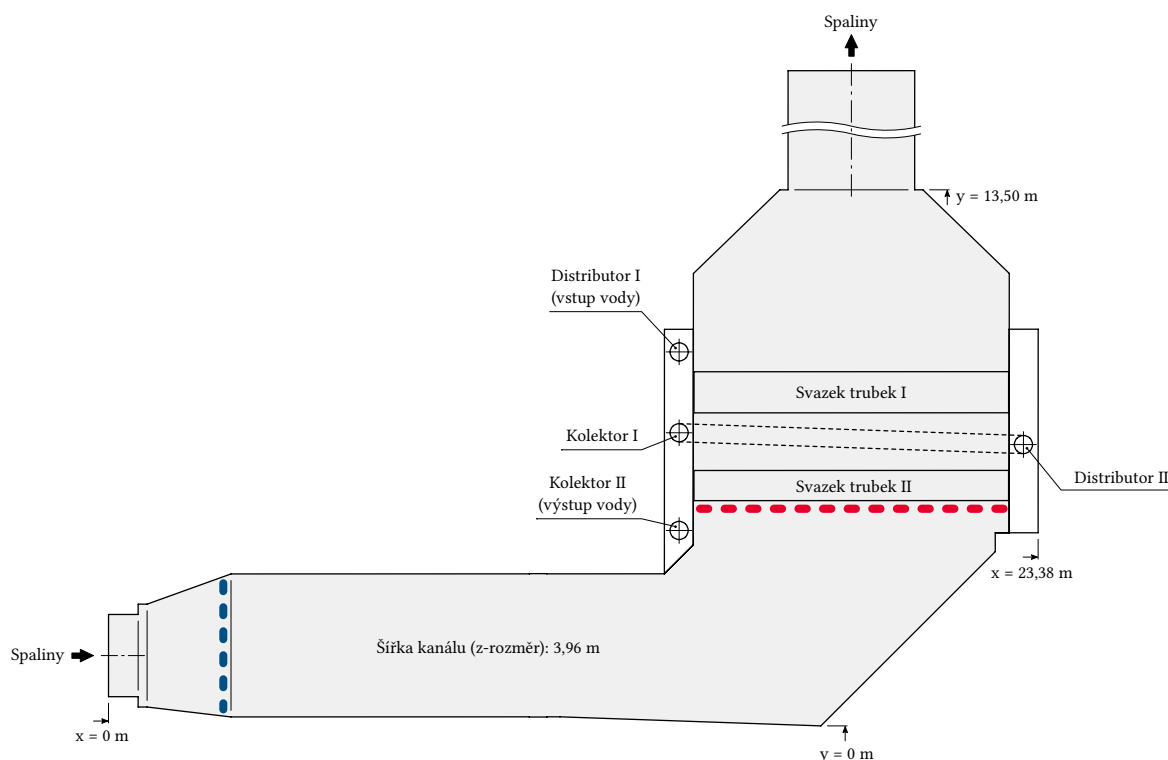
Co se týče distribuce toku pracovních látek, problém měření průtoku lze rozdělit na několik kroků, kdy jsou postupně eliminovány nevhodné typy průtokoměrů. Klíčovými faktory pro volbu vhodného typu průtokoměru jsou měřené médium, podmínky měření, měřicí rozsah, linearita, přesnost, opakovatelnost, způsob zpracování výstupního signálu, montáž měřidla, uspořádání potrubního vedení, tlaková ztráta, servis a údržba přístroje (Kadlec & Kmínek, 2005). V neposlední řadě je třeba zvážit také finanční náklady nejen za vlastní aparát, ale i další pomocná zařízení nezbytná pro instalaci a funkčnost měřidla (Kadlec & Kmínek, 2005). I pro velice jednoduché a levné typy průtokoměrů (např. clonové kotouče) je pak aplikace v distribučním systému výměníku čítajícím několik stovek či tisíc trubek zcela nemyslitelná.

Průběžné sledování nerovnoměrné distribuce toku látek se proto obvykle děje prostřednictvím měření vyplývajícího nerovnoměrného rozložení teplot v zařízení (např. u trubkových hadů v procesních pecích, viz Jegla & Reppich, 2017). Další sledovaný parametr – rostoucí tlakové ztráty při průtoku média distribučním systémem – se používají jako indikátor zanášení. Naopak náhlý pokles tlakové ztráty může znamenat poruchu některé části zařízení. V obou případech je to signál pro odstávku zařízení, jeho kontrolu a čištění. V prostoru širokých kanálů se sekčními výměníky je možné pro sledování nerovnoměrného rozložení média v mezitrubkovém prostoru (obvykle spalín) využít vícebodové měření. Obvykle bývají využívány rychlostní sondy postupně umisťované do jednotlivých bodů myšlené sítě v příčném průřezu kanálu. Je nutné poznamenat, že proudění tekutiny musí být ustálené a zároveň je třeba zjistit také teplotu média. Další možností jsou měřicí mříže osazené rychlostními sondami, umožňující měření ve všech bodech současně. V obou případech záleží též na umístění techniky (viz obrázek 2.1), neboť měření v blízkosti svazků trubek, které je nezbytné pro analýzu funkce výměníku, může být nerealizovatelné kvůli problémům s instalací snímačů průtoku apod.

Při inspekci lze zjistit nerovnoměrné ukládání nánosů – u nelepivých látek jsou místa s vyššími rychlostmi bez úsad. Tyto informace mohou sloužit jako podpora výsledků analýz proudění látek. V rámci inspekce lze zjistit i nerovnoměrné dilatace trubek zapříčiněné jejich nerovnoměrným teplotním namáháním, nicméně opět tento fakt může poskytnout pouze podnět pro analýzu příčin těchto potíží a nelze je přímo využít jako stanovení míry nerovnoměrnosti distribuce teplot a toku látek v zařízení.

2.1.2 Laboratorní experimenty

U experimentálních modelů pro zkoušky v laboratorních podmínkách přibývá kromě investiční náročnosti (vlastního zařízení i měřicí techniky) také problematika vyrobitelnosti experimentálního zařízení, resp. jeho zmenšeného modelu. Z geometrického hlediska může působit potíže velká



Obrázek 2.1. Příklad reálně možného umístění měřicí mříže (modře) vs. skutečně potřebného umístění (červeně) techniky, mají-li být naměřená data využita pro hodnocení distribuce toku ve výměníku; změna směru toku spalin způsobí zavření média v levé části spalínovodu, proto informace o rychlostním poli v horizontální části kanálu nelze použít při analýze výměníku – adaptováno z (Létal et al., 2020)

členitost distribučního systému, navíc je nutné při zmenšení modelu dodržet měřítko u všech geometrických parametrů včetně např. drsnosti povrchu. Naopak zachována musí být podobnostní kritéria, z nichž základní je Reynoldsovo číslo (Re). Problematicke modelových zařízení je věnována první část následující rešerše zabývající se fyzikálními experimenty.

V předložené dizertační práci jsou prezentovány také výsledky provedených experimentálních zkoušek distribuce toku látky (vody) v modelových systémech. Druhá část rešerše je proto zaměřena na možnosti měření průtoku pracovních látek, především kapalin.

Modelová zařízení

Experimentální zařízení sloužící ke zkoumání distribuce toku média, která by zároveň byla totožná s původní procesní aplikací, se vyskytují spíše výjimečně, přesto je možné nalézt v odborné literatuře zástupce takových prací. Za čistě distribuční systémy lze zmínit např. práci (Keller, 1949), která se věnuje testování distribuci plyných paliv v trubkovém hořáku. Validací CFD modelů pomocí naměřené distribuce pracovní látky se pak zabývali např. Ocloň et al. (2016), kteří vytvořili testovací zařízení velmi blízké výměníkům na odpadní teplo se svazkem eliptických trubek, či Karvounis et al. (2019) zkoumající distribuci toku v solárním kolektoru při laminárním režimu toku vody v jednotlivých větvích.

Řada publikací v oblasti distribuce toku se nyní věnuje tzv. mini- a mikrosystémům, které nalé-

zají uplatnění v chemickém inženýrství a elektronice. Vyrobitelnost takových systémů z kovových materiálů rozebírá autorský kolektiv Kumaraguruparan (Kumaraguruparan et al., 2006; Kumaraguruparan & Sornakumar, 2010).

Experimentální modely (v mikro-, mini- i klasickém měřítku) jsou velmi často vyráběny také z akrylátového skla (např. minikanály, viz Wei et al., 2016) nebo PVC (např. experimentální sestava, viz Bajura & Jones, 1971), jejichž hlavní výhodou je kromě ceny materiálu i jejich transparentnost. Ta umožňuje využít pro zjištění rychlostního pole v distribučních systémech nejmodernější techniky jako např. integrální laserová anemometrie (*Particle Image Velocimetry*, PIV), pomocí níž měřili Quintanar et al. (2019) přirozenou cirkulaci v jednoduchém distribučním systému. Jinou metodu vizualizace toku – přidání barviva do vtékající tekutiny – využili pro validaci numerických modelů Gilmore et al. (2021). Proudění obarvené tekutiny v základním mini-systému snímali vysokorychlostní kamerou (iPhone X s parametry 1080 p, 240 fps a f/1.8) a výsledky následně využili pro topologickou optimalizaci „kolíčků“ umístěných v ústí dílčích větví. Další oblastí, kde nalézají vysokorychlostní kamery uplatnění, je výzkum varu (viz např. Klugmann et al., 2019). Na rozdíl od kovových chladičů však nelze v těchto případech testovat chování látek při vysokých teplotách, které se běžně vyskytují např. u výměníků pro využití odpadního tepla.

Díky novým možnostem, které se aktuálně naskytly s rozvojem aditivních technologií, je možné také poměrně snadno vytvářet i složitě tvarované a členité modely procesních zařízení a to jak z polymerních materiálů (Fialová & Jegla, 2019a), tak i kovů (Greiciunas et al., 2019).

Li et al. (2019) pak při experimentálním ověření topologicky optimalizovaného chladiče použili dosud nezmíněný způsob měření nerovnoměrnosti toku látek – zjištění teplot povrchu zařízení. Teplota je obvykle snímána prostřednictvím infračervené kamery (kromě zmíněné práce viz např. také Greiciunas et al., 2021) nebo pomocí termočlánků (viz např. Pistoresi et al., 2019). Srovnání obou těchto typů snímačů na příkladě mini-kanálu lze nalézt v práci (Michalski et al., 2017). Základní metodou pro experimentální stanovení nerovnoměrnosti distribuce toku látek je však přirozeně měření průtoku v jednotlivých částech zařízení. Tomuto tématu se proto podrobněji věnuje následující část textu.

Měření průtoku

Obecně lze rozdělit metody měření průtoků tekutin do tří kategorií na (i) objemové, (ii) hmotnostní a (iii) rychlostní metody. V případě objemových a hmotnostních měřidel se hovoří také o přímé metodě měření průtoku; pomocí rychlostních měřidel je stanoven průtok nepřímo prostřednictvím zjištěné rychlosti média (průtočného profilu) a známému průtočnému průřezu.

Objemová měřidla, která pracují (nespojité) s přírůstkem objemu za určitou dobu nebo na principu cyklického plnění a vyprazdňování odměrných prostorů, jsou využívána v laboratořích jako etalonová měřidla, neboť mohou dosahovat vysoké přesnosti (nejistota měření např. zvonových krychloměrů dosahuje i méně než $\pm 0,1$ % z měřicího rozsahu). Objemová měřidla se spojitou funkcí (typicky např. plynoměry, pístová měřidla, oválové průtokoměry) jsou pak využívána především pro bilanční měření. Díky dlouhodobé stabilitě lze tato měřidla uvažovat pro měření celkových průtoků systémem, avšak pro užití v dílčích větvích členitějších distribučních systémů nejsou příliš vhodná.

Hmotnostní měřidla využívají ke stanovení průtoku látky chladicí účinek či naopak oteplení způsobené proudící tekutinou (tepelné průtokoměry), resp. Coriolisův jev vyvolaný pohybem tekutiny v kmitající trubici měřidla (tzv. Coriolisův průtokoměr). V rámci experimentálních studií nalézají uplatnění především Coriolisovy průtokoměry (Kadlec, 2010), mezi jejichž výhody patří velmi malá nejistota měření (u kapalin až $0,1$ % z měřicího rozsahu), tato měřidla nevyžadují ustálený profil proudění, a tedy ani přímé úseky potrubí v okolí měřidla, výstupní hodnoty nejsou závislé na

změně tlaku či teploty látky a je jimi možné měřit tok tekutiny v obou směrech. Velmi často jsou využívány v distribučních systémech pracujících s chladivou (např. Vist & Pettersen, 2004), avšak musí být zajištěno, že ke změně fáze média nebude docházet v průtokoměru. Co se týče dalších omezení, měřidlo je (vzhledem k principu měření) nutné důkladně izolovat od případných vibrací okolní konstrukce. Zásadní překážkou vyššího využití těchto měřidel je jejich vysoká pořizovací cena, proto se obvykle instalují pouze v rámci potrubních tras hlavních kanálů (viz např. Klugmann et al., 2020).

Z rychlostních měřidel nalézají uplatnění při měření průtoku v experimentálních distribučních systémech především

- průtokoměry s měřením rozdílu tlaku – hlavně rychlostní sondy (Bajura & Jones, 1971) a průřezová měřidla (zejména clony, viz např. Facão, 2016);
- plovákové průtokoměry (tzv. rotametry; viz Karvounis et al., 2019);
- elektromagnetické indukční průtokoměry (Quintanar et al., 2019);
- ultrazvukové průtokoměry – využívány jsou hlavně snímače vyhodnocující dobu šíření ultrazvukového signálu (Ocloń et al., 2016);

v rámci zjištění celkového průtoku média v distribučním systému lze pak uvažovat také o turbínových a lopatkových průtokoměrech (typicky vodoměry) a vírových průtokoměrech. Pro měření průtoků tekutin v dílčích větvích jsou využívány nejčastěji snímače tlakové difference před a za clonovým kotoučem, rotametry a ultrazvukové průtokoměry. V tabulce 2.1 jsou pak srovnány základní vlastnosti, předností a omezení zmíněných typů rychlostních měřidel s ohledem na použití v distribučních systémech. Díky obrovské škále typů rychlostních snímačů je možné zohlednit v podstatě jakékoli požadavky týkající se pracovní látky, charakteru proudění nebo pořizovacích nákladů. Pokud má být měření prováděno na modelovém zařízení (nikoli v provozu), jsou klíčovým faktorem kromě základních parametrů snímače (jako měřicí rozsah průtoků, dovolená tlaková ztráta a nejistota měření) také dimenze zařízení. Týká se to např. dostupnosti měřidel pro malé světlosti potrubí v případě zmenšených modelů či naopak dostatečně dlouhých přímých úseků potrubí u modelů srovnatelných dispozičně s konvenčními procesními aparáty.

Tabulka 2.2 uvádí souhrn základních možností použití¹ vybraných typů snímačů průtoku tekutin za podmínek, které se typicky vyskytují při provozu distribučních systémů. Detailní popis omezení použití průtokoměrů (v tabulce značené písmenem „M“) lze nalézt například v přehledu Kadlece (Kadlec, 2006b). Například u průřezových měřidel se tato omezení použitelnosti týkají tuhých částic v tekutině, bublinek plynu v kapalině či naopak kapiček v plynu (a obecně fázových přeměn pracovní látky); příliš malé světlosti potrubí, příliš krátkého rovného úseku potrubí před a za škrticím orgánem; tekutina by měla vyplňovat celý průtočný průřez, proudění by mělo být ustálené, bez rázů, ideálně v turbulentním režimu, atp. Pokud není některá z těchto podmínek dodržena, je třeba pečlivě analyzovat způsobené odchylky (Kadlec, 2006a).

¹Poznámka k zápisu tabulky 2.2: Č – čisté kapaliny, Z – znečištěné, K – korozivní, V – vhodné, M – možné použít za určitých podmínek, N – nevhodné, * – kapalina musí být elektricky vodivá, † – ultrazvukové snímače průtoku s měřením doby průchodu

Tabulka 2.1. Základní vlastnosti, předností a omezení rychlostních snímačů průtoku tekutiny; nejistota měření je vyjádřena pomocí procent z měřicího rozsahu – upraveno dle (Kadlec, 2006a)

Typ průtokoměru	Nejistota měření Měřicí rozsahy [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$] Tlaková ztráta	Přednosti	Omezení
Průřezová měřidla	0,5–2 % 10^{-4} – 10^3 střední až velká	• jednoduchá konstrukce • nízká cena • bez pohyblivých prvků • široký rozsah použití • vhodné pro většinu tekutin	• složitější instalace a údržba • vyžadují pomocná zařízení • nutný přímý úsek potrubí • nezbytné turbulentní proudění • neměří od nulového průtoku
Rotametry	0,5–5 % 10^{-4} – 10^3 střední	• jednoduché měřidlo • nízká cena • přímoukazující přístroje • nepotřebují napájení • i pro agresivní média	• menší přesnost údaje • provoz jen ve svislé poloze • neměří od nulového průtoku • nutná kalibrace pro dané médium (mimo vodu a vzduch)
Turbínové a lopatkové	0,1–2 % 10^{-4} – 10^3 velká	• vysoká přesnost a velmi dobrá opakovatelnost • vhodné i pro malé průtoky • snáší vysoké provozní tlaky • široký rozsah prov. teplot	• potíže při vibracích potrubí • doporučeno přímé potrubí 10D před měřidlem a 5D za ním • neměří od nulového průtoku • jen pro čisté tekutiny
Indukční	0,5–2 % 10^{-3} – 10^5 žádná	• žádné překážky v toku média • bez pohyblivých prvků • nezávislé na změnách hustoty, tlaku, viskozity i turbulentních • možné měřit v obou směrech	• jen pro elektricky vodivé kapaliny • doporučeno přímé potrubí 5D před měřidlem a 3D za ním • problémy s úsadami na elektrodách • vyšší cena
Ultrazvukové	0,1–1 % 10^{-4} – 10^4 žádná	• žádné překážky v toku média • možná instalace vně potrubí • bez pohyblivých prvků • rychlá odezva • možné měřit v obou směrech	• nejistota závislá na profilu proudění • vliv turbulentí, víření a pulzací • doporučeno přímé potrubí 10D až 20D před měřidlem a 5D za ním • vyšší cena
Vírové	0,5–1 % 10^{-1} – 10^4 střední	• bez pohyblivých prvků • dlouhá doba života • velká přestavitelnost rozsahu • rel. malá tlaková ztráta • příznivá cena	• nevhodné pro malé průtoky • doporučeno dlouhé přímé potrubí až 20D před i za měřidlem • vliv víření a pulzací • od světlosti potrubí 15 mm

Tabulka 2.2. Možnosti použití snímačů průtoku tekutiny dle specifikace média a provozních podmínek typických pro distribuční systémy – upraveno dle (Kadlec, 2006b)

Typ snímačů	Kapaliny			Plyny, páry	Malá rychlost proudění	Obrácený tok	Pulzující tok
	Č	Z	K				
Objemová měřidla	V	M	M	V	V	N	N
Rychlostní sondy	V	M	M	V	M	N	N
Průřezová měřidla	V	M	M	V	M	N	M
Rotametry	V	N	M	V	M	N	N
Turbínové a lopatkové	V	M	M	V	M	N	N
Elektromagnetické	V*	V*	V*	N	M	V*	V*
Ultrazvukové [†]	V	M	M	M	M	V	V
Vírové	V	N	M	V	N	N	N
Coriolisovy průtokoměry	V	V	M	V	V	M	M
Tepelné průtokoměry	V	M	N	V	M	N	N

2.2 Numerické metody modelování

Jako zásadní metodu numerického modelování lze označit výpočtovou dynamiku tekutin (CFD) vycházející z metody konečných objemů, jež poskytuje velmi univerzální a detailní přístup k predikci nejen proudění pracovních látek, ale i přenosu tepla, chemických dějů atd. Představení možností tohoto komplexního nástroje v oblasti procesního průmyslu se věnoval Hájek (2007), který zároveň ve své práci identifikoval obecně stěžejní omezení CFD přístupu, se kterými se musí uživatel vypořádat v průběhu celé analýzy, tedy při přípravě modelu, v rámci jeho řešení i při následném zpracování dat (tzv. *post-processingu*) a interpretaci získaných dat. Jedná se o tato témata:

1. geometrie modelu a výpočetní síť;
2. matematický popis proudění;
3. problémy vlastního numerického modelu;
4. analýza dat, ověření a ladění modelu.

Jednotlivá témata budou v následujícím textu probírána se zaměřením na problematiku distribuce toku pracovních látek v zařízeních na výměnu tepla a doplněna o aktuální poznatky v této oblasti i o výsledky vlastního výzkumu autorky. Poslední část je pak věnována dvěma dalším přístupům k detailnímu numerickému modelování toku v distribučních systémech, které se vyskytují v procesních zařízeních, a to zjednodušenému CFD modelování a modelování založenému na metodě konečných prvků (*Finite Element Analysis*, dále jen FEA).

2.2.1 Geometrie modelu a výpočetní síť

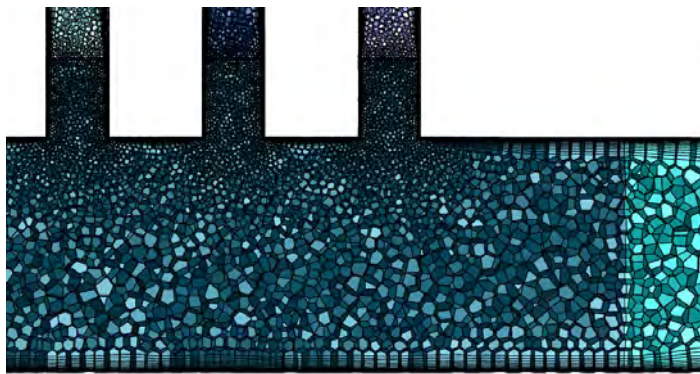
Jak uvádí Hájek (2007), z hlediska geometrie výpočtové oblasti a tvorby výpočetní sítě spočívá zásadní omezení a úskalí již v samotné konstrukci procesních zařízení, kdy ve většině případů je zásadní proudění uvnitř zařízení a nelze tak použít např. obalové plochy, které zásadním způsobem zjednodušují přípravu modelu pro vnější obtékání (oblíbený prvek např. v automobilovém průmyslu). V rámci komplexního šetření distribuce pracovních látek uvnitř procesních zařízení, např. v kotlích s hustými trubkovými svazky umístěnými ve spalínovodech, je problematický také rozdíl v dimenzích jednotlivých konstrukčních prvků, kdy průměr jednotlivých trubek a jejich rozteč bývá

v řádu nízkých desítek milimetrů, zatímco průměr spalínového kanálu má průměr několik metrů. Tento střet řádů se při tvorbě kvalitní výpočetní sítě velmi obtížně řeší a obvykle bývá kompenzován výraznými zjednodušeními geometrie, nekonformními sítěmi nebo kombinací různě podrobných modelů (tento přístup bude podrobněji diskutován v části 2.4).

Dalším problémem bývá i převod modelu z běžných 3D CAD (*Computer Aided Design*) modelářů na model vhodný pro simulaci proudění. Zatímco z konstrukčního hlediska je zásadní vnější tvar přírub či armatur, tloušťka stěn materiálů apod., pro CFD simulaci se jedná ve většině případů o zbytečné údaje a naopak je zásadní (jinak opomenutý) vnitřní tvar všech součástí. To vše za předpokladu, že je tento inverzní objem vhodný k tvorbě výpočetní sítě, tj. neobsahuje příliš ostré úhly, mezery, nechybí části modelu chybným převodem mezi modeláři apod. (viz např. podpůrné materiály ANSYS Inc., 2017). Navíc mnoho topologických prvků lze kvůli úspoře počtu kontrolních objemů zjednodušit či zcela vynechat – jako typický příklad lze uvést hrany na přechodech jednotlivých částí spalínového kanálu (Hájek, 2007), žebrování trubek ekonomizérů (Létal et al., 2020) atd.

S ohledem na výše zmíněná specifika distribučních systémů a procesních zařízení obecně, volí výzkumníci různé strategie tvorby výpočetních sítí. Díky řadě výhod (jako např. nízké nároky na paměť, potřeba nižšího počtu buněk a další) jsou často využívány hexahedrální sítě se strukturovanými (García-Guendulain et al., 2020) i nestrukturovanými (Ocloň et al., 2016) sítěmi. Nicméně, jak ukázali např. Dohnal & Hájek (2016), strukturované sítě mohou vést za určitých okolností ke zkresleným výsledkům. U komplexních geometrií navíc vedou k vyššímu počtu elementů o nižší kvalitě, proto je nelze obecně doporučit, přestože mohou vést k nižší výpočetní náročnosti (Bern & Plassmann, 2000). Základním doporučením je plynule proměnlivá hustota prvků (viz např. Turek et al., 2016), která je pro ilustraci zachycena na obrázku 2.2. Díky komplexnímu charakteru proudění lze v rámci členitějších systémů doplnit převážně hexahedrální buňky o tetrahedrální elementy, které lze lépe přizpůsobit komplexnějším tvarům domény (viz např. distribuční systémy modelované kolektivem Ocloň et al., 2021), avšak obecně jsou tetraedry považovány za méně vhodné prvky a je třeba dodržet určitá omezení (např. vyšší nároky na výpočetní čas v přepočtu na jeden element oproti hexaedrům; nevhodné pro systémy s jedním dominantním směrem proudění – viz ANSYS Inc., 2017). Další možností je rozčlenění domény na menší celky, v nichž lze aplikovat (stále ještě) kvalitní hexahedrální síť (viz např. Chýlek, 2018). Platformy STAR-CCM+ a v poslední době také ANSYS Fluent umožňují také tvorbu sítí s polyhedrálními elementy (viz např. Zhou et al., 2018; resp. Fialová & Jegla, 2020), které si zachovávají univerzálnost použití jako u tetraedrů a zároveň díky jejich vyššímu počtu stěn mohou CFD simulace dosahovat spolehlivých výsledků i v oblastech s vysokými gradienty proměnných. Nicméně ve srovnání s hexahedrálními sítěmi jsou náročnější na velikost operační paměti (Polcsák, 2021). Další metody tvorby výpočetní sítě 3D modelu často naráží na problém velkých rozdílů mezi dimenzemi jednotlivých částí modelovaného systému, který byl zmíněn výše. Nejčastějším důvodem pro jejich zamítnutí je nedostatečný počet elementů napříč průtočným průřezem (z čehož vyplývá méně spolehlivý výsledek simulace) nebo nízká kvalita jednotlivých elementů v přechodech (což ovlivňuje výskyt numerických chyb).

Pro základní posouzení kvality výpočetní sítě jsou používána kritéria porovnávající geometrii jednotlivých buněk výpočetní sítě. Mezi nejčastěji používaná kritéria patří *skewness* (křivost), *orthogonal quality* (ortogonální kvalita) a *aspect ratio* (viz jejich detailní popis v ANSYS Inc., 2016, kap. 6.2.2). Dle účelu výpočetní sítě (např. jaký fyzikální jev bude modelován, který model turbulence a jaký řešič bude použit atd.) lze pak upravit požadavky na kvalitu sítě – např. v dlouhých trubkách v kotlech na odpadní teplo je možné použít vyšší hodnoty *aspect ratio* (Galindo-García et al., 2014), zatímco při snaze o velmi přesnou predikci přenosu tepla a tlakových ztrát je nutné modelovat velmi jemně mezní vrstvu a přibývají další kritéria posuzující kvalitu výpočetní sítě (např. y^+ –



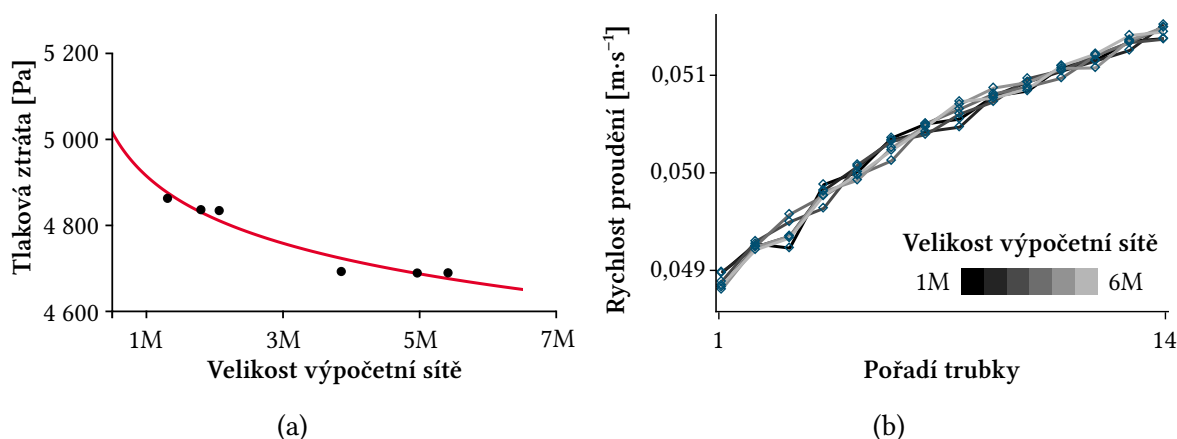
Obrázek 2.2. Příklad použití proměnné hustoty prvků výpočetní sítě v distribuční komoře – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

blížší popis viz např. Hájek, 2008).

Při tvorbě výpočetní sítě je třeba uvědomit si, že počet aritmetických operací roste s počtem kontrolních objemů exponenciálně, přibližně lineárně rostou nároky na velikost operační paměti (Hájek, 2007). Z toho také plyne snaha o kompromis mezi co nejnižším počtem buněk (nízkým výpočetním časem) při zachované kvalitě elementů (přesnost výsledku). Rozhodnutí o volbě metody k vytvoření výpočetní sítě může být doplněno také o třetí faktor – „jednoduchost tvorby“ dobré výpočetní sítě (ANSYS Inc., 2021), kdy např. síť složenou z tetraedrů lze vytvořit velmi snadno, což využívá také většina automatických metod komerčních softwarů, zatímco tvorba hexahedrálů s proměnlivou hustotou prvků vyžaduje významně vyšší úsilí, jak naznačil popis výše.

Hájek (2007) dále označuje za velmi významný krok posouzení závislosti výsledků na výpočetní síti (tzv. *grid independence test*, GIT) a upozorňuje na nezbytnost provádět tyto kontrolní výpočty, i když přiznává, že může tento postup výrazně prodloužit dobu nezbytnou k dosažení jednak konvergence na jemné síti a jednak závěrečných výsledků obecně. Tento krok nabývá na důležitosti, je-li požadována co nejpřesnější predikce tlakových ztrát nebo konvektivního přenosu tepla. Pro rozhodnutí o dostatečném počtu prvků výpočetní sítě je však nutné vybrat vhodnou proměnnou. Jak ukazují výsledky řady autorů, je vhodné posuzovat např. teplotní rozdíly (Hájek, 2007) či tlakové ztráty (Gandhi et al., 2012); naopak průtok či rychlost proudění jsou veličiny velmi málo citlivé na jemnost výpočetní sítě (García-Guendulain et al., 2020). Příklad na obrázku 2.3 prezentuje právě srovnání závislosti rychlostí proudění a tlakových ztrát v distributoru na počtu prvků výpočetní sítě u jednoduchého distribučního systému řešeného v práci (Fialová & Jegla, 2021).

Jak je z grafů na obrázku výše patrné, i geometrie jednoduchého distribučního systému vede k poměrně vysokému počtu elementů výpočetní sítě bez ohledu na zvolený typ elementů nebo jejich kombinací. Modelování proudění v komplexnějších distribučních systémech je značně výpočetně náročné už při relativně nízkém počtu trubek a se zanedbáním přenosu tepla (Gandhi et al., 2012, modelovali maximální počet trubek 50; Zhou et al., 2017, 70). Zatímco u solárních kolektorů je tento počet dílčích větví více než dostatečný (např. 18 větví Z-systému kolektivu Karvounis et al., 2019; či pouhých 9 větví kolektoru autorů García-Guendulain et al., 2020), v procesním průmyslu pracuje většina zařízení na přenos tepla s mnohem vyšším počtem trubek – lze jmenovat např. model jednoho chodu parního kotle (Poursaeidi & Arablu, 2011), celou KS parního kotle (Gómez et al., 2008) nebo kotel na odpadní teplo (Galindo-García et al., 2014). Na těchto pracech lze prezentovat dva rozdílné přístupy k modelování rozsáhlejších zařízení pomocí CFD: (i) kombinace několika CFD modelů (např. Poursaeidi & Arablu, 2011; Jegla et al., 2015a), kterým bude věnována část 2.4;



Obrázek 2.3. Srovnání výsledků GIT: (a) rozdělení statického tlaku v hlavní komoře – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021); (b) rozdělení velikosti rychlosti proudění v trubkách

a (ii) definice prvků a struktur se speciálními vlastnostmi (Gómez et al., 2008; nebo Galindo-García et al., 2014).

Modelováním celých struktur, které jsou si podobné svou geometrií, fyzikálními vlastnostmi a topologií, a nikoli jednotlivých trubek umožňuje velmi výrazně snížit velikost sítě CFD modelu. Model parního kotle autorů (Gómez et al., 2008) využívá speciální typy elementů pro trubkové svazky (nahrazeny tzv. *sub-grid features*) a hlavní kanály (zastoupeny virtuálními elementy). Výhodou tohoto modelu je propojení jednotlivých výměníků právě skrze virtuální prvky. Díky tomu se výsledné teploty obou médií (tj. spalín i páry) lépe shodují s měřenými hodnotami. Vyšší přesnost teplot médií ovlivňuje také predikované teploty stěn trubek v KS generátoru páry. Nevýhodou modelu je větší množství přípravných prací (tvorba virtuálních elementů, výpočty hmotnostních toků média v trubkách).

Množství modelů nahrazuje trubkové svazky porézními vrstvami. Využití porézní vrstvy pro model přehříváku páry v prostoru parního kotle je prezentováno např. v práci (Nađ et al., 2018). Náhrada trubkových svazků většími (porézními) celky je výhodná pro zjištění proudění v plášti, avšak touto náhradou se ztrácí informace o zatížení jednotlivých trubek. Ovšem i toto základní rozdělení toku může posloužit jako výchozí stav pro další detailnější analýzy a kontrolní výpočty, obdobně jako v případě analýzy toku spalín v kotli (Létal et al., 2020). Rozbor nastavení porézních struktur pro účely toku obtékajícího trubkový svazek je prezentován např. v práci (Čacková, 2020), naopak Bialožyt (2012) využil porézní struktury pro proudění uvnitř trubek. Tímto způsobem je možné výrazně zmenšit celý model, aby byl zároveň schopen postihnout (nerovnoměrnou) distribuci toku v trubkách včetně zohlednění místních odporů (viz např. Sýs, 2021) či přenosu tepla (již zmíněný Bialožyt).

Srovnání výsledků porézního modelu s výsledky simulací s jednotlivě modelovanými trubkami kotle na odpadní teplo spalín (*Heat Recovery Steam Generator*, HRSG) provedli ve své studii (Galindo-García et al., 2014). Aby ušetřili buňky u druhého typu modelu, spoléhají se Galindo-García et al. (2014) na nekonformní výpočetní síť (tzn. že uzly některých buněk nejsou spojeny na rozhraní se sousedními buňkami), přičemž jednotlivé části HRSG jsou spojeny pomocí interface rozhraní (výsledky mezi dotýkajícími se sítěmi jsou tedy interpolovány). Další úsporu výpočetního času přináší simulace pouze ustáleného stavu. Zvolenou metodu tvorby výpočetní sítě rozhodně nelze obecně doporučit u CFD úloh, neboť interpolace na rozhraní objemů bývají zdrojem nepřes-

ností. Dále je na místě rozvaha, zda je taková úspora buněk dostatečně velká, aby kompenzovala zpomalení výpočtu kvůli požadovaným interpolacím.

2.2.2 Matematický popis proudění

Základem matematického popisu je rozšířený systém Navierových-Stokesových (NS) rovnic, tj. rovnice kontinuity a rovnice přenosu hybnosti, případně i rovnice přenosu energie s doplněním o rovnice přenosu dalších skalárních veličin (Hájek, 2007 zmiňuje např. koncentraci chemických látek).

V rámci laminárního proudění jsou rovnice přenosu přesné, jejich řešení obecně zvládnuté a aplikovaná zjednodušení se týkají pouze materiálových vlastností, případně přidruženého modelování dalších fyzikálních a chemických jevů, je-li vyžadováno (Hájek, 2007). Laminární režim proudění je však u řady procesních výměníků tepla v KS spíše nežádoucí, naopak je typickým režimem toku v miniaturizovaných zařízeních na odpadní teplo, jakými jsou mini-kanály (např. Strąk & Piasecka, 2017), mini distribuční systémy (Kumar et al., 2018) či tzv. mini-gaps (Piasecka et al., 2017). Hlavní využití nalézají tyto mini-systémy v oblasti chlazení elektroniky (Kumar et al., 2018), nicméně existují i snahy o rozšíření aplikace (Klugmann et al., 2020, či Pistoresi et al., 2019) a zvětšení na konvenční velikosti, tj. na kanály s hydraulickými průměry od 3 mm výše (Strąk & Piasecka, 2020).

Stejný postup aplikovaný na přechodové a turbulentní proudění, tedy *Direct Numerical Simulation* (DNS), vede k extrémním výpočtovým časům, proto je v případě turbulentního proudění využívána řada jiných přístupů vycházejících především z modelování pomocí časově průměrovaných NS rovnic (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations*, RANS), které se ukazují jako dostatečné pro značnou část inženýrských úloh nejen z oblasti tepelných výměníků. Nicméně jak zmiňují autoři (Menter et al., 2021), zatím nebyl vyvinut žádný skutečně univerzální model, který by kvalitně vystihl proudění ve všech typech inženýrských úloh.

Mezi nejčastěji využívané RANS modely turbulentního proudění patří dvourovnicové modely $k-\varepsilon$ a $k-\omega$ (Hájek, 2008). Hlavní rozdíl mezi tradičními modely $k-\varepsilon$ a $k-\omega$ spočívá v pojetí počátku separace proudění v blízkosti stěn – predikce proudění poskytnuté oběma modely se v této oblasti mohou výrazně lišit, což ovlivňuje nejvíce úlohy s přenosem tepla; nicméně i v oblasti volného jádra proudu preferují oba modely rozdílné toky.

Hlavní výhoda $k-\varepsilon$ modelu spočívá v možnosti použít (je-li průměr kanálu dostatečný) méně jemnou výpočetní síť v blízkosti stěn a jevy v této oblasti modelovat pomocí stěnových funkcí, např. *standard* (jakou využili např. Matheswaran et al., 2016), *non-equilibrium* (Turek et al., 2016), atd., přičemž vhodné oblasti použití se u jednotlivých funkcí liší a je nezbytné vybírat s ohledem na bezrozměrný parametr y^+ (ANSYS Inc., 2016, kap. 4.17). Stále však platí, že je nutné dodržet přijatelný počet buněk napříč průtočným kanálem, což může být u malých rozměrů (řádově jednotky mm) problematické.

Druhou možností jsou modely umožňující detailní modelování proudění v oblasti v blízkosti stěn, které však vyžadují velmi jemnou výpočetní síť. V tomto případě je často volen $k-\omega$ *Shear-Stress Transport* (dále jen $k-\omega$ SST) model (výchozí hodnota y^+ by měla být okolo 1, jak uvádí ANSYS Inc., 2016, kap. 4.17), případně $k-\varepsilon$ model v kombinaci s funkcí *enhanced wall treatment* (zde se doporučený interval pohybuje mezi 1 až 5, přičemž maximum by nemělo překročit hodnotu 10), které byly využity např. v práci (Labbadia et al., 2017), resp. (Ye et al., 2018).

Ladění s ohledem na data z provozu či fyzikálního experimentu je u obou těchto tradičních modelů obtížné a navíc mohou úpravy nepříznivě ovlivnit stabilitu výpočtu nebo rovnou schopnost dosáhnout výsledků. Jak uvádí přední odborníci v čele s Menterem, většina uživatelů ani nedisponuje dostatečnými znalostmi a představou, co který koeficient v konečném důsledku ovlivňuje a v jakém rozsahu (Menter et al., 2019). I z tohoto důvodu byl vytvořen zobecněný model $k-\omega$, tzv.

GEKO (ANSYS Inc., 2016, kap. 4.5), který obsahuje šest volných parametrů samostatně nastavitelných bez ovlivnění základu turbulentního modelu. Tyto parametry lze upravovat jak globálně, tak i lokálně pomocí uživatelských funkcí, a jejich prostřednictvím je možné lépe přizpůsobit simulaci specifickému zadání (např. obdélníkový průřez spalínového kanálu, obtoku jakékoli překážky, kolize proudů či nárazu tekutiny na stěnu kanálu atd.) a reálně naměřeným datům (Menter et al., 2019). Jedná se však o stále poměrně nový model s pouze malým množstvím záznamů v odborné literatuře; publikované články se věnují především obtoku překážek (např. Patil & Patil, 2021) a schopnosti replikovat výsledky reálného experimentu, případně obecnému odhadu chyby (Jung et al., 2021) a doporučenému nastavení (Menter et al., 2021).

Jak uvádí Hájek (2007), ani v případě přechodového proudění spolehlivý náhradní a univerzální model neexistuje, navíc se výzkum tohoto režimu proudění a vůbec přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním soustředí především na oblast lopatkových strojů (*turbomachinery*) a letectví. Kromě výše zmíněného základního způsobu formou DNS existují i další možnosti predikce přechodového proudění (např. *Large Eddy Simulation*, zkráceně LES, empirické a semi-empirické modely pro predikci počátku přechodu apod.), nicméně většina těchto modelů je vhodná pouze pro 2D úlohy (s předpokladem zanedbatelného proudění mezi jednotlivými 2D řezy), a i přes výrazné zjednodušení jsou tyto metody extrémně výpočetně náročné (Langtry, 2006). Podstata inženýrských úloh však spočívá ve složité geometrii, případně ve velikosti domény a nikoli ve spotřebování výpočetních kapacit na zlepšení vlastního numerického nebo matematického modelu, proto leží přínos DNS především ve výzkumné oblasti a v ověřování výsledků získaných např. turbulentními RANS modely. Z tohoto důvodu je modelování přechodového režimu proudění převážně opomíjeno.

Přesto jsou v rámci ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2021) k dispozici tři typy přechodových modelů:

- přechodový SST model, označovaný také jako γ - Re_θ model – doplňuje transportní rovnice tradičního SST k - ω modelu o další dvě (γ , neboli „*intermittency*“, která vyjadřuje míru pravděpodobnosti, že se daný bod nachází v turbulentní zóně; a Re_θ , jenž se vztahuje k predikci počátku přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním); koncept tohoto způsobu modelování byl představen Menterem a následně ověřen řadou případových studií Langtryem (podrobnosti viz např. v souhrnném článku autorů Menter et al., 2006); prostřednictvím empirických vztahů vázajících se k Re_θ je tento model poměrně univerzální, neboť kromě ladění modelu dle experimentálních dat umožňují empirické korelace také implementaci dalších parametrů, jako např. drsnost povrchu, v konečném důsledku tak lze postihnout řadu typů přechodu proudění v blízkosti stěn;
- γ („*intermittency*“) přechodový model – navazuje na předcházející γ - Re_θ model, když doplňuje pouze jednu transportní rovnici, díky čemuž má také menší výpočetní nároky; γ model jako jediný umožňuje simulaci nestabilního proudění při křížovém toku, dále se doporučuje např. při tzv. *wall jet* proudění (ANSYS Inc., 2016, kap. 4.8);
- k - kl - ω model – pracuje navíc s transportní rovnicí laminární kinetické energie kl ; výhodou modelu je, že umožňuje bez zásahů uživatele automaticky vyhodnotit počátek přechodové zóny (neboť striktně vychází z lokálních proměnných); tento model je orientován především na predikci přechodových dějů v mezní vrstvě (ANSYS Inc., 2016, kap. 4.6), dobrých výsledků dosahuje především u úloh s nižší úrovní turbulence (pod 1 %) se separací proudění a při přirozeném přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním (Langtry, 2006).

Jak je patrné z těchto stručných charakteristik, všechny tři modely mají řadu omezení, nicméně v rámci svých specializací jsou schopné dosahovat podobně přesných výsledků vůči experimentálním datům (Langtry, 2006).

V rámci rozšíření a doplňků dvourovnicových modelů k - ω je také možné využít korekce turbulentního modelu pro nízké hodnoty Re (tzv. *low-Re*). Tento přístup bývá preferován pro nestruk-

rované sítě a paralelizaci výpočtů bez nutnosti spojení s empirickými korelacemi (Langtry, 2006). V některých případech je tento přístup použitelný i pro 3D úlohy, které nevyžadují použití stěnových funkcí. S ohledem na publikovaná data však Langtry (2006) dále upozorňuje, že kvůli podobnosti viskózní podvrstvy a laminární mezní vrstvy *low-Re* modely neposkytují výsledky s dostatečnou spolehlivostí a vystižení přechodového proudění je v podstatě dílem náhody. Výčet nedostatků pak zahrnuje mimo jiné příliš brzo predikovaný začátek přechodové zóny, selhávání výpočtu v případě přechodu vyvolaného separací toku a obecně nízkou robustnost metody.

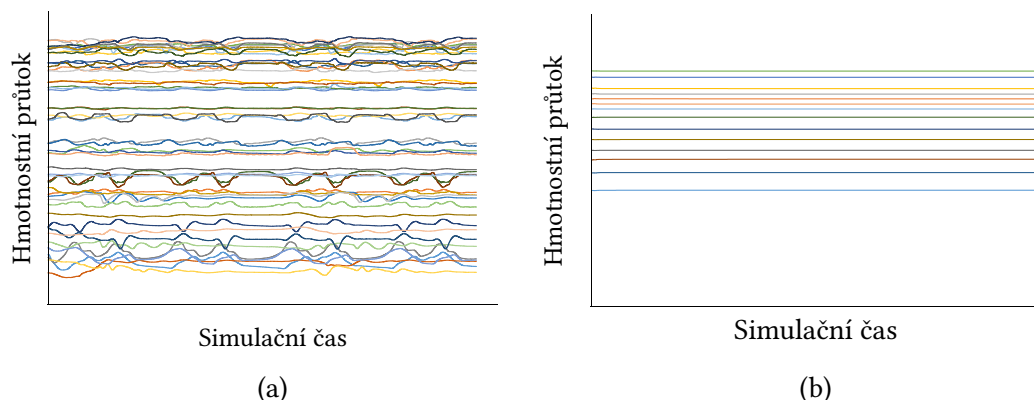
2.2.3 Problémy vlastního numerického modelu

Metoda konečných objemů, tedy vlastní numerický model na kterém je CFD postaveno, je už ze své podstaty (řešení NS rovnic) výpočetně velmi náročná, náchylná na nedokonalosti výpočetní sítě, ať už jsou záměrné (zmíněný interface), či nikoli (výrazně deformované buňky). Navíc není pro metodu konečných objemů k dispozici spolehlivý odhad chyb, které vznikly nepřesností numerického řešení rovnic matematického modelu, který také vnáší svými zjednodušeními nepřesnosti do řešení úlohy (Hájek, 2007). Jako základní zdroje numerických chyb jsou kromě zaokrouhlovacích chyb identifikovány především nepřesnosti vzniklé diskretizací řídicích rovnic na kontrolní objemy (z toho plynoucí numerická disipace) a nedostatečná konvergence výpočtu (ANSYS Inc., 2017). Navíc je zde také možnost, že systém řídicích rovnic jednoduše nemá jednoznačné řešení (Hájek, 2007).

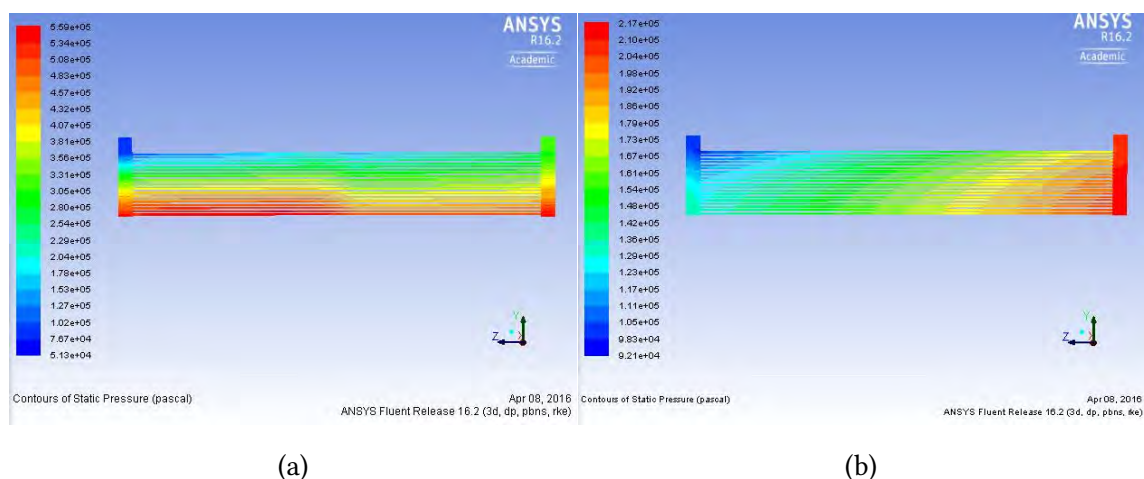
Numerická disipace se kromě nefyzikálního přenosu vlastností (např. teploty) v neviskózní tekutině, což je typický demonstrační příklad tohoto jevu, projevuje také výkyvy nad omezení daná okrajovými podmínkami, a to i u druhých a třetích diskretizačních řádů numerických metod, které by naopak tomuto problému měly zabráňovat a vést ke spolehlivějším výsledkům simulace (Hájek, 2007). Vyšší diskretizační řády mohou navíc vést k divergenci výpočtu, proto je nutný kompromis mezi použitím schémat vyšších řádů a vhodnou jemností sítě (s rostoucí jemností sítě roste i cena výpočtu). Je však nutné poznamenat, že zjemňováním sítě problém numerické disipace nezmizí, pouze se zmenšuje přechodové rozhraní.

Výzkumem odhadu numerické disipace v oblasti distribučních systémů se zabývá např. Turek (2020), jehož práce si klade za cíl nalézt závislost mezi indikátory numerické disipace a přesným řešením. V podstatě tedy hledá možnost, jak obejít náročný proces získání tvrdých dat (byť zatížených chybami měření) z provedených fyzikálních experimentů či provozních dat pomocí spolehlivého odhadu chyby dat ze CFD výpočtů. Z výsledků vyplývá, že záleží na lokálním směru proudění, zarovnání buněk (nejvýraznější num. disipace se vyskytuje poblíž vstupu do distributoru, naopak v kolektoru jsou celkově dosažené hodnoty nižší) a také na kvalitě buněk (v průmětech mezi trubkami jsou dosaženy vyšší hodnoty num. disipace). Úskalí tohoto stále probíhajícího výzkumu spočívají ve verifikaci přístupu, která je při současných podmínkách možná v podstatě pouze detailnějším CFD modelem, který bude nalaďen pomocí dat z literatury, vlastní fyzikální experiment autor neuvažuje.

Nedostatečná konvergence výpočtu, pokud je proudění nestabilní (bodové vlastnosti proudící tekutiny kolísají během výpočtu), je možné korektně řešit pouze přidáním času jako další nezávislé proměnné do formulace výpočtu. V opačném případě nelze vyloučit výrazné chyby výsledků; Hájek (2007) uvádí např. až desítky procent v celkové energetické bilanci. Souhrnně lze za problematiku úlohy označit simulace turbulentního proudění v geometricky složitých oblastech, mezi něž lze řadit i husté svazky trubek výměníků tepla či zobecněně distribučních systémů. Přestože v jednodušších systémech lze dosáhnout spolehlivého výsledků stacionární simulace proudění, v členitých systémech (řádově desítky trubek v několika řadách) jsou nestacionární výpočty často nutností, jak je patrné z průběhů hmotnostních průtoků znázorněných na obrázku 2.4.



Obrázek 2.4. Ukázka průběhů hmotnostních průtoků v jednotlivých trubkách: (a) víceřadý distributor, který byl řešen v práci (Fialová, 2017); (b) jednořadý distributor



Obrázek 2.5. Rozložení statického tlaku v distribučním systému typu „U“ při využití (a) standardní inicializace a (b) hybridní inicializace výpočtu

Jednoznačnost řešení rozšířených systémů řídicích rovnic zatím nebyla prokázána, otázkou zůstává vliv této skutečnosti na praktických příkladech. Jeden příklad z literatury, kdy rozdílná inicializace výpočtu vede (i přes vyhovující konvergenci) k diametrálně odlišným výsledkům u simulace vířivých hořáků, lze najít u autorů Frassoldati et al. (2005). Díky dostupnosti experimentálních dat mohlo být rozhodnuto, které řešení CFD úlohy je správné – znovu tedy lze apelovat na experimentální činnost. Podobný problém byl pozorován i v průběhu simulací proudění v distribučních systémech pro práci (Fialová, 2017). Výsledky získané oběma inicializacemi nebyly plně publikovány, neboť v tomto případě bylo možné jednoznačně rozhodnout o správnosti výsledků – využití standardní inicializace výpočtu vedlo k naprosto nefyzikálnímu rozložení tlaku v distribučním systému (obrázek 2.5(a)), navíc byla ovlivněna i konvergence výpočtu. Práce (Fialová, 2017) tedy vychází z výpočtů inicializovaných hybridním způsobem (obrázek 2.5(b)).

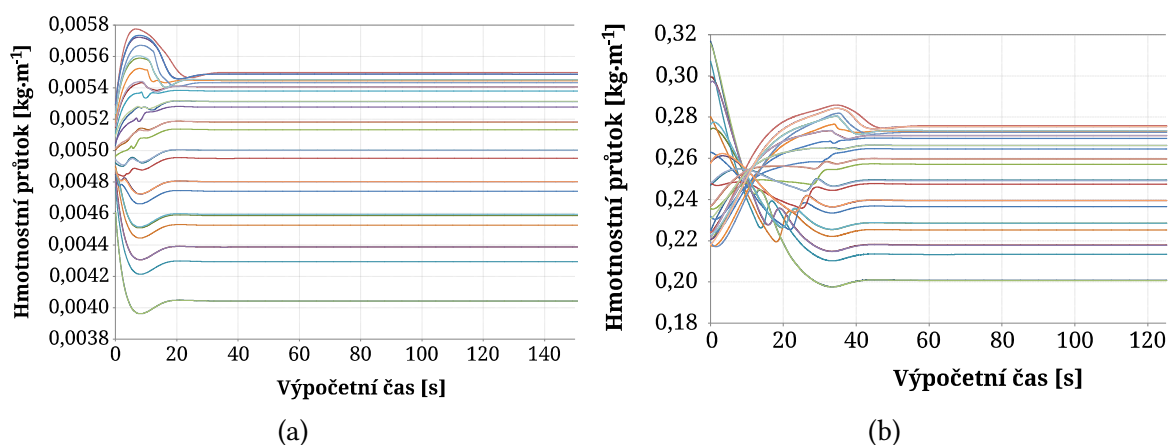
2.2.4 Analýza dat, ověření a ladění modelu

Podle rešerše CFD analýz různých zařízení na výměnu tepla provedené kolektivem (Bhutta et al., 2012) lze u tepelných úloh běžně dosahovat i pouze 5% rozdílu s experimentem. Vysoká přesnost výsledků vzhledem k naměřeným datům je však vykoupena dlouhým procesem přípravy i samotného výpočtu, což v konečném důsledku zvyšuje cenu analýz.

Hájek (2007) označuje z hlediska tvorby CFD simulací za zcela zásadní komunikaci v ose výpočtář–projektant–technolog, přičemž k dosažení realistického zadání je kromě teoretického základu (včetně okrajových podmínek a možných zjednodušení) nutné identifikovat také očekávané výsledky. Např. zvažuje-li se distribuce toku v zařízení s hustým svazkem trubek, je cílem simulace stanovit hodnoty průtoků v každé jedné trubce, nebo se požaduje pouze určení trendu rozdělení tekutiny podél distributoru? Zcela obecně je samozřejmě potřeba cílit na zjištění co nejpřesnějších a nejpodrobnějších informací, avšak je pro zákazníka přijatelná doba nezbytná pro získání takových dat? Nebo se spokojí s určitými zjednodušeními, díky nimž však může s poněkud méně přesnými daty pracovat výrazně dříve?

Nepřesnosti výsledků simulací může přinášet mimo jiné předpoklad ustáleného výpočtu (viz obrázek 2.6, kde průtoky zjištěné stacionární simulací posloužily jako výchozí stav pro transientní simulace), neadekvátní zahrnutí nerovnoměrnosti proudění v rámci okrajových podmínek, nevhodně zvolený částečný model (pracující s rovinami symetrie) atd. Tyto nedostatky většinou nelze zjistit jinak, než porovnáním s výsledky fyzikálního experimentu nebo s daty z provozu zařízení, která však nemusí být k dispozici. Nicméně jak uvádí Hájek (2007), potřebné záchytné body mohou poskytnout i naměřená data z pouze podobných úloh, údajů publikovaných v odborné literatuře apod. Splnění bilančních poměrů, coby základní předpoklad správnosti řešení úlohy, může vycházet pouze ze správnosti zadaných okrajových podmínek a všech zjednodušení zmíněných výše.

Součástí ladění modelů speciálních typů úloh mohou být uživatelem nastavené empirické parametry, funkce či celé uživatelské knihovny. V rámci programu ANSYS Fluent je možné využít také vyvíjená *ANSYS customization toolkit* rozšíření, např. PorZo (Vondál, 2018) pro nastavení požadovaných tlakových ztrát; pro simulace trubkových výměníků tepla je k dispozici např. model *Heat Exchanger* atd. Turek (2020) potom ve své práci upozorňuje na důležitost maximální jednoduchosti zápisu *User Defined Function* (UDF) kódu, neboť může kromě nižší výpočetní náročnosti (nižší náročnosti pro operační paměť) znamenat také nižší zaokrouhlovací chybu.



Obrázek 2.6. Transientní simulace proudění (a) vzduchu a (b) vody v čistě distribučním systému se třemi řadami trubek (Fialová, 2015)

Je zřejmé, že problematika analýzy dat, ověření správnosti modelu a jeho případné ladění se rozhodně netýká pouze detailních numerických modelů, nýbrž modelování obecně. Naprosto nezbytné jsou proto zkušenosti a rozvaha (CFD) analytika.

2.2.5 Zjednodušené CFD modelování a modelování pomocí FEA

Obecně je snahou docílit u výpočetních nástrojů dostatečné robustnosti, což platí pro aplikace nejen v procesním inženýrství. V ideálním případě to znamená takovou univerzálnost výpočetního nástroje, aby bylo možné jeho použití bez předcházejícího či dodatečného ladění výpočtového algoritmu pro každou jednu úlohu. Zatímco většinu nástrojů pro běžné, ale výpočetně velmi náročné CFD modelování lze označit jako robustní, jak uvádí ve své práci Turek (2012), je tato vlastnost u výpočetně nenáročných algebraických modelů platná v podstatě jen při řešení triviálních systémů. Podle Turka jsou komplexnější systémy (čítající několik řad trubek s různým uspořádáním) těžce reprezentovatelné pomocí takových algebraických modelů a problémy způsobuje také nelinearita řešených rovnic. Tyto problémy je možné překlenout pomocí zjednodušeného CFD modelování a modelování vycházejícího z principů FEA, která budou níže představena.

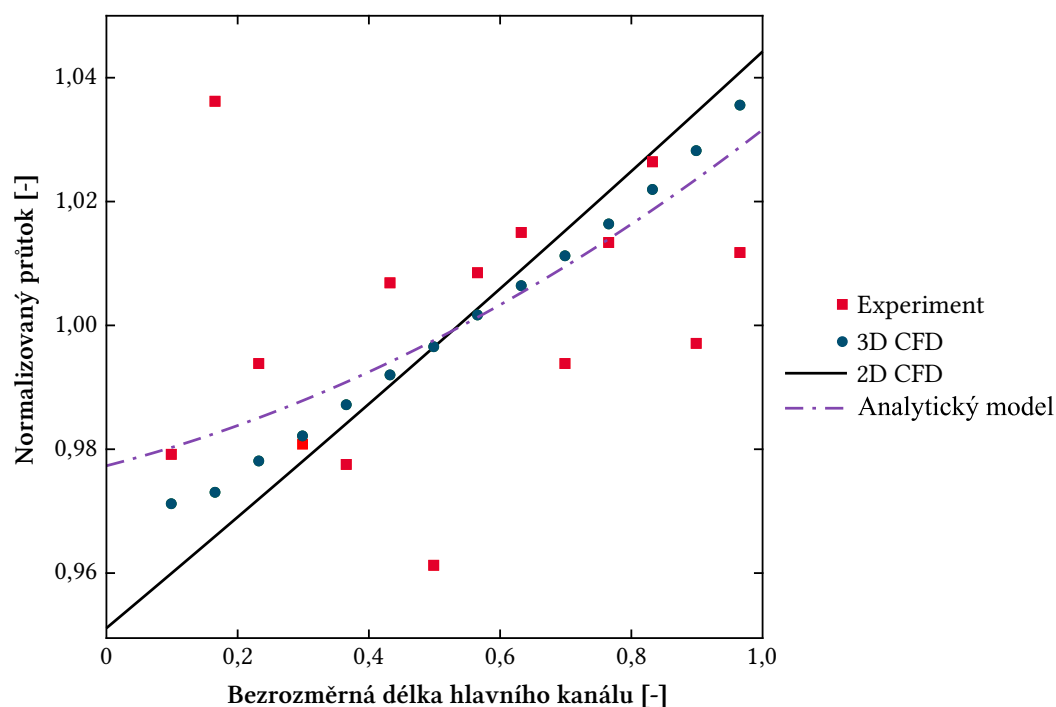
Zjednodušené CFD modelování

První možností vedoucí ke zjednodušení CFD úlohy (a tedy i snížení výpočtové náročnosti) je samozřejmě rozvaha, zda lze využít rovin symetrie ve 3D doméně (jako např. použili Kumar et al., 2018, u pasivního chladiče s uspořádáním typu „T“) či simulovat proudění ve 2D řezu, což je často využívané při simulacích obtoku trubek (viz např. Fiorentino & Starace, 2014), ale lze využít i při řešení toku uvnitř distribučních systémů (viz např. Turek et al., 2012). Řešení pouze části domény (ať už díky symetrii či prostřednictvím 2D řezu) není možné u všech typů uspořádání distribučních systémů, nicméně samotné provedení simulace je obvykle totožné s plnohodnotnou 3D simulací; úspora výpočetního času je tedy zapříčiněna menším počtem buněk výpočetní sítě (viz část 2.2.1).

Zjednodušení na 2D úlohu má u proudění uvnitř distribučních systémů pouze omezené využití (a není tedy obecně doporučováno), nicméně při dodržení klíčových geometrických bezrozměrných parametrů (Polcsák, 2021), lze řešit distribuci látky i touto formou – ovšem je-li cílem analýzy pouze zjištění rozdělení toku látky (nikoli např. tlakové pole). Polcsákovy výsledky analýz toku v distribučním systému typu „Z“ získané plnohodnotnou 3D CFD simulací proudění a 2D simulací s vhodně upravenou geometrií Z-systému dosahují velmi dobré shody (viz obrázek 2.7). Čas nezbytný pro získání řešení těchto stacionárních úloh pak činil u 2D simulace řádově jednotky minut, u 3D simulace několik hodin (s využitím paralelního běhu ve třech vláknech na běžném kancelářském počítači). Pro širší využití Polcsákovy metodiky bude však nutné 2D náhradu ověřit také na dalších typech uspořádání a komplexnějších distribučních systémech.

Zjednodušení CFD modelování je však možné i v rámci 3D úloh – úpravy se potom týkají především výpočetní sítě (především formou náhrady částí geometrie porézními zónami), volby diskretizačního schématu, způsobu modelování turbulence apod. Nevýhoda (kromě nižší přesnosti výsledků než u těch získaných klasickým CFD modelem) obvykle vyplývá z hrubé výpočetní sítě, která je náchylnější k numerickým potížím, jako je nestabilita výpočtu či rovnou divergence úlohy (Turek, 2012).

Méně náročnou alternativou může být zjednodušená 3D CFD aplikace, jež byla prezentována v práci (Turek et al., 2016) pro analýzu toku v systémech s hustými svazky trubek. Tento výpočetní nástroj byl vytvořen pro simulace proudění v čistě distribučním systému (bez kolektoru) nebo v kompletních distribučních systémech typu „U“ a „Z“ s obdélníkovým průřezem hlavních komor (Turek, 2019).



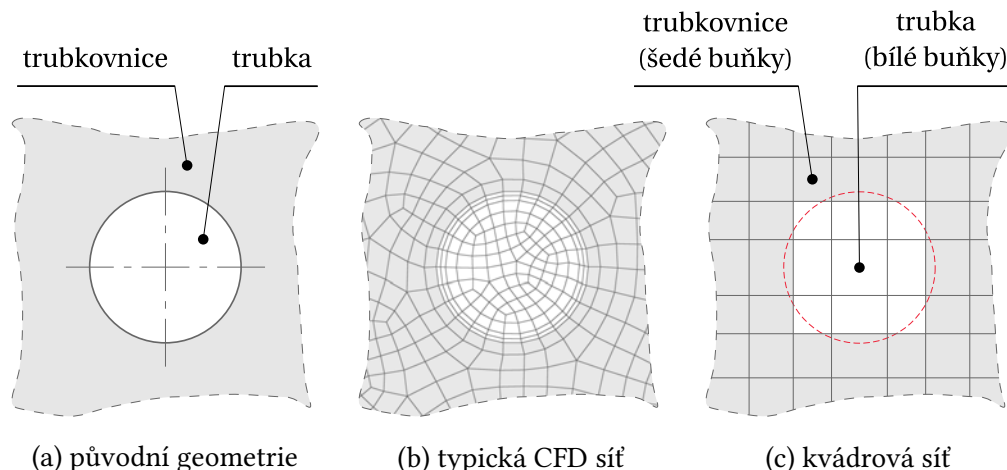
Obrázek 2.7. Srovnání výsledků plnohodnotné 3D CFD simulace a zjednodušené 2D CFD simulace – adaptováno z (Polcsák, 2021)

Model pracuje s hrubou výpočetní sítí využívající růstového faktoru, která se skládá pouze z buněk ve tvaru kvádrů. Průtočné průřezy válcových trubek jsou nahrazeny čtvercovými průřezy o stejném obsahu (viz obrázek 2.8). Počet buněk napříč průřezem trubek doporučuje Turek et al. (2016) volit mezi dvěma a pěti, aby bylo dosaženo optimální efektivity zjednodušeného modelu. S vyšším počtem buněk vždy roste přesnost výpočtu, nicméně výpočetní časy narůstají výrazně rychleji, proto jsou testy nezávislosti výsledků na velikosti sítě na daném rozsahu počtu buněk napříč průřezem trubek bezpředmětné (Turek et al., 2016).

Stěnové gradienty zjišťovaných veličin jsou díky této struktuře sítě rovny stěnovým tokům, což výrazně snižuje náročnost výpočtu. Hrubá síť však negativně ovlivňuje chování numerického modelu, proto Turek provedl rozsáhlé studie (Turek, 2018 a navazující Turek, 2019) zaměřené na porovnání různých kombinací maticových řešičů a metod předpodmínění u adiabatických úloh i (náročnějších) úloh se zahrnutím přenosu tepla; výsledné doporučení se promítlo do základního nastavení výpočetního nástroje (podrobný popis viz Turek, 2019).

Další úpravou vedoucí ke zrychlení výpočtu je modelování turbulence pomocí škálování viskozity (model tedy pracuje s virtuální viskozitou). Samotné škálování je provedeno empirickým koeficientem, odvozeným na základě analýzy dat z detailních CFD simulací (Fialová, 2015; Fialová, 2017), který je závislý na lokálním Re , jemnosti sítě a uspořádání distribučního systému (Turek et al., 2016).

Specializací na omezený počet distribučních systémů je také limitováno využití aplikace v procesních a energetických zařízeních; např. pro kruhové průřezy komor (ze své podstaty nekompatibilní s kvádřovou sítí), případně jiná uspořádání není v současnosti vytvořen automatický generátor sítě (Turek, 2020). Výhodou výpočetního nástroje (V. Turek, 2018) je doplnění řešení CFD úlohy kromě tradičních prostředků (např. zobrazení výsledků vybraných veličin prostřednictvím



Obrázek 2.8. Původní geometrie okolí ústí trubky a její reprezentace detailním CFD modelem (typickou výpočetní sítí) a zjednodušeným 3D CFD, který využívá kvádrovou výpočetní síť – převzato z (Turek, 2020)

vrstevnicových grafů) také o zhodnocení stavu distribuce v systému ve formě variačního koeficientu (podrobně rozebráno v kapitole 2.6), histogramu průtoků se střední hodnotou a směrodatnou odchylkou od rovnoměrného rozdělení toku. Dále je možná optimalizace tvaru (rozměrů) hlavních komor (metodou zlatého řezu nebo Hookeovou-Jeevesovou metodou – viz např. Ravindran et al., 2006), kdy je minimalizována buď nerovnoměrnost distribuce toku (variační koeficient), nebo tlaková ztráta v systému. Nedostatkem této testované verze byly výraznější rozdíly v predikované tlakové ztrátě (o 40–80 % vyšší než jsou výsledky simulací v programu Ansys Fluent), naopak rozdíly výsledného rozdělení pracovní látky byly minimální (do 5 % u nejhrubších sítí).

Aplikace využívající zjednodušené 3D CFD splnila stěžejní cíl autorů – mít (dostatečně přesný) odhad řešení nerovnoměrného toku látky v systému ve velice krátkém čase a díky tomu rychle identifikovat, které geometrie z těch přípustných (ať už při návrhu, nebo *troubleshootingu*) má smysl počítat podrobně detailní 3D CFD simulací –, nicméně je stále ve vývoji.

Modelování pomocí FEA

Jedním z nových trendů, jak se vyhnout obtížně řešitelným NS rovnicím a metodě konečných objemů, je řešení úloh distribuce toku přístupy založenými na jiné numerické metodě, metodě konečných prvků (FEA). Jednoduché FEA modely jsou přednostně používány pro reprezentaci větších celků, např. potrubních sítí (Dudar & Dudar, 2017), kdy slouží k analýze distribuční sítě, zjišťování úniků, zajištění dodávek, aj. Autoři Létal et al. (2019) pak ukázali, že tento způsob modelování lze využít i u procesních aplikací, např. svazků trubek v kotlích na odpadní teplo, které nejsou složité z hlediska geometrie, nicméně obsahují vysoké počty trubek, což výrazně znesnadňuje modelování pomocí CFD.

Princip spočívá ve využití analogie Hookeova zákona pro každou hranu distribuční sítě rovnicí

$$\dot{m} = k\Delta p \quad (2.1)$$

tedy že hmotnostní průtok $\dot{m}$ je úměrný tlakové ztrátě Δp a parametru k , který sdružuje charakteristiky úseku (geometrické i vlastnosti média) spojující dva body, v práci (Dudar & Dudar, 2017)

je proto označen jako vodivost. V iteračním výpočtu (Létal et al., 2019) jsou původní odhadnuté hodnoty hmotnostních průtoků závislé lineárně na tlakové ztrátě (předpokládá se laminární režim toku). V případě nelinearity (např. ztráty třením, místní ztráty, větvení systému) je třeba v dalších iteracích původně vypočítané hodnoty vhodně korigovat. Díky monotónní závislosti hmotnostního průtoku na tlakové ztrátě (o předem odhadnuté, tedy známé velikosti) je možné využít pro hledání nelineární hodnoty průtoku např. metodu bisekce. Zatímco třecí ztráty lze zohlednit poměrně přímočaře, druhé dva typy nelinearity² vyžadují obvykle několik iteračních kroků (Létal et al., 2019).

Základní FEA model představený v článku (Létal et al., 2019) byl orientován na prostou analýzu distribuce toku. Výsledky obdržené pomocí tohoto modelu ukázaly velmi dobrou shodu při srovnání s výsledky detailních CFD simulací proudění v typových distribučních systémech (za předpokladu adiabatického toku). Maximální relativní chyba oproti plnému CFD při laminárním režimu proudění v trubkách (což je prvotní výsledek predikce zjednodušeného FEA modelu) s $Re_T = 1\,500$ byla cca 1,2 % (Turek, 2020). U testovaných úloh s turbulentním režimem toku (Re_T cca 24 000–48 000) dosahovaly výsledky FEA modelu max. relativní chyby vůči detailním CFD analýzám necelá 4 % (Turek, 2020). FEA model přibližně vystihuje trend tvaru grafu hmotnostních průtoků v distribučních systémech s násobným počtem řad, nicméně nerealistický předpoklad jednorozměrné komory je zdrojem výrazné chyby u maximálního dílčího průtoku (obvykle první) trubkou. Další zpřesnění se dá předpokládat po zahrnutí vlivu turbulence pomocí škálování viskozity (Turek, 2020), což již bylo aplikováno u zjednodušeného CFD modelu (viz výše). Zásadní výhodou FEA modelu jsou nízké výpočetní časy, které pro jednojádrový výpočet činily řádově desítky vteřin na rozdíl od CFD analýz vyžadujících jednotky hodin i přes paralelní běh výpočtu na 16 a více CPU jádrech (Létal et al., 2019). Paralelizace FEA modelu je výhodná (a použitá) pouze u korekčních členů, které jsou zjišťovány pro každý uzel individuálně, proto je možné rozdělení řešení úlohy na více jader procesoru (Turek, 2020).

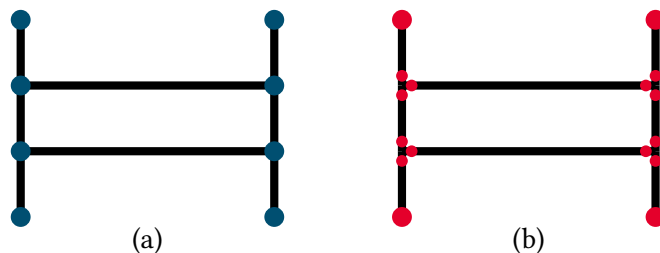
V navazující práci (Létal et al., 2020) byl zjednodušený FEA model doplněn i o výpočet přenosu tepla. Teplotní pole na straně trubek i pláště není řešeno přímo metodou konečných prvků, ale síť elementů pro tepelný výpočet (submodel) je velmi podobná té pro FEA submodel (viz obrázek 2.9). Pro řešení přenosu tepla v systému s n elementy (čemuž odpovídá $2n$ neznámých teplot) se soustava lineárních rovnic sestaví z:

1. tepelné bilance elementu, v němž dochází k přenosu tepla stěnami trubky;
2. definice výstupní teploty tekutiny umístěné v trubkovém prostoru při přenosu tepla stěnami trubky;
3. definice výstupní teploty tekutiny umístěné v trubkovém prostoru, pakliže v tomto elementu nedochází k přenosu tepla stěnami trubky (součinitel prostupu tepla je nulový);
4. energetické bilance proudů v každém elementu, v němž dochází k mísení či dělení média;
5. předpisu konstantní výstupní teploty všech proudů vystupujících z elementu, v němž dochází k dělení média;
6. okrajových podmínek.

Podrobnosti k sestavení jednotlivých rovnic jako např. linearizace členu se součinitelem prostupu tepla, který je nezbytný pro rovnice při přenosu tepla stěnami trubek, atp. lze nalézt ve zmíněném článku (Létal et al., 2020).

Distribuční úloha se zahrnutím přenosu tepla je řešena prostřednictvím zjednodušeného FEA modelu (Létal et al., 2020) iteračně ve dvou hlavních krocích – nejprve je FEA submodelem proveden prvotní odhad distribuce toku látky za předpokladu konstantní teploty (adiabatický model), poté

²Tlaková změna vlivem místních odporů je řešena v tomto FEA modelu (Létal et al., 2019) pomocí korelačních vztahů vycházejících z dat publikovaných v knize (Idelchik, 2006); změna statického tlaku kvůli slučování a dělení proudů je odhadnuta pomocí empirických vztahů z článku (Bailey, 1975).



Obrázek 2.9. Síť elementů pro (a) FEA submodel a (b) tepelný submodel – adaptováno z (Létal et al., 2020)

je řešeno rozložení teplot pomocí tepelného submodelu za předpokladu konstantního rychlostního pole. Následně jsou provedeny korekce fyzikálních vlastností pracovních látek a jsou aktualizovány všechny související parametry. V nové iteraci se pak opakuje řešení distribuce FEA submodelem, získané hmotnostní toky se použijí v novém odhadu teplotního pole, atd., dokud není dosaženo konvergence (Létal et al., 2020).

Modelovací nástroj založený na principu FEA je stále ve vývoji, nicméně výsledky případové studie (Létal et al., 2020) ukázaly poměrně dobrou shodu s údaji od provozovatele horkovodního kotle na odpadní teplo. FEA model predikoval oproti naměřeným datům nižší výstupní teploty obou pracovních látek i nižší celkový výkon zařízení; jmenovitě činily chyby vůči měření 2,3 % u výstupní teploty vody (proudící v trubkách), 10 % u výstupní teploty spalin a 1,3 % u výkonu zařízení. Kvůli dalšímu zlepšení přesnosti vyvíjeného nástroje je podle jeho autorů nutné provést mimo jiné revizi vztahů používaných pro výpočty koeficientů v tepelně-hydraulických rovnicích. Finální verze zjednodušeného FEA modelu by pak měla být schopna navázat na informace o zjištěném tlaku a teplotách média analýzou mechanického namáhání, tj. stanovením napětí a deformací částí trubkového svazku vyvolanými predikovaným (nekonstantním) tlakovým a teplotním polem.

2.3 Globální, analytické a zjednodušené matematické modely

Velkou skupinu metod modelování tvoří také výpočetní metody předpokládající velkou řadu zjednodušení. Ta se mohou týkat náhrady komplikované geometrie (doplnění směšovacích komor, vynechání některých konstrukčních prvků apod.) a diskretizace řešené oblasti (náhrada 3D objektu například 1D modelem), použitím zobecněných výpočtových vztahů (např. již dříve zmíněné určení účinnosti výměníku tepla) nebo omezením se pouze na určitou problematiku (distribuce média bez přenosu tepla a naopak, zanedbání konvekce v radiační komoře atd.).

Zjednodušené (a tedy také levné) modely KS, resp. výměníků tepla, lze obecně rozdělit na tři skupiny. První skupina modelů se zaměřuje na distribuci pracovní látky, zatímco přenos tepla (konvekci) je zanedbán. U druhé skupiny se výpočty (většinou v rámci 2D metod) soustředí naopak na přenos tepla a rozdělení pracovních látek je považováno za rovnoměrné, případně je s tokem látky počítáno jako se známým údajem, který musí být specifikován jiným způsobem. Poslední skupinou jsou modely, které se různými způsoby snaží postihnout oba jevy zároveň.

Za zmínku stojí fakt, že pro kombinaci hesel „*flow distribution*“ a „*manifold*“ je mezi deseti nejcitovanějšími pracemi dle databáze Scopus (Elsevier B.V., 2022) osm prací věnujících se právě zjednodušeným modelům rozdělení toku v distribučních systémech. Základem skupiny čistě distribučních modelů jsou izotermní 1D modely, které umožňují velice snadné vyhodnocení distribuce toku s minimálními výpočetními požadavky. Tyto jednoduché modely pracují s upravenými základ-

ními rovnicemi proudění (globální popis si běžně vystačí s rovnicí kontinuity, analytické modely s modifikovanou Bernoulliho rovnicí, zjednodušené numerické modely obvykle s Eulerovou nebo Navierovou-Stokesovou rovnicí), přičemž drtivá většina zjednodušených modelů zavádí předpoklad ustáleného proudění. Jako průkopníci v oblasti modelování distribuce toku jsou označováni Acrivos et al. (1959). Jones & Lior (1994) dále rozdělili 1D modely na diferenciální a diskrétní. Diferenciální modely využívají pro popis rozdělení toku parciální diferenciální rovnice, výsledkem je tedy spojitá funkce v podstatě kontinuálního odtoku (nebo naopak přítoku) po celé délce distributoru (nebo kolektoru). Toto řešení je poměrně elegantní, rychlé a pro jednoduché distribuční systémy i velmi přesné. Příklady těchto modelů lze nalézt v řadě prací – např. Bajura (1971), který uvažoval systémy pouze s distributorem nebo pouze s kolektorem; Bajura & Jones (1971) modelující souhrnně čtyři základní typy distribučních systémů; Bassiouny & Martin (1984b) a Bassiouny & Martin (1984a), kteří pro popis chování tekutiny v U-, resp. Z-systému použili hyperbolické funkce; z novějších prací lze pak zmínit např. práce Wangu („U“ – Wang, 2008; „Z“ – Wang, 2010), jehož modely na rozdíl od předchozích autorů umožňují lépe zohlednit tření v distribučních systémech. Aby bylo možné provést integraci některých řídicích rovnic, je často nutné zavést řadu zjednodušení, obvykle pak diferenciální modely uvažují konstantní hodnoty veličin po délce hlavní komory (týká se to např. průměrů komor, rozteče trubek, ale i třecích koeficientů, nárůstu statického tlaku apod.). Výjimečně se lze setkat s modely umožňujícími zohlednit změny v těchto veličinách, což se však podepisuje na náročnosti takových modelů (viz např. Wang, 2011). Diskrétní formulace distribučního modelu – kterou využívá např. Bailey (1975), zmínění Acrivos et al. (1959), Pigford et al. (1983) či García-Guendulain et al. (2020) – umožňuje naopak snadno zahrnout změnu parametrů proudící tekutiny či geometrie systému v rámci definice jejich hodnot pro jednotlivé body po délce hlavních kanálů. Toto však může být zároveň i nevýhodou diskrétních modelů. Obzvláště problematický je pak jejich požadavek na přesné určení koeficientů nárůstu tlaku v místech větvení systému, což je obecně mimořádně dynamická oblast a fyzikální veličiny jsou zde tím pádem jen obtížně měřitelné. Spojitě formulované modely umožňují obejít takový požadavek (Jones & Lior, 1994). Ze zmíněných starších modelů pak vycházejí další autoři a rozšiřují tím oblast jejich použití na kupříkladu distribuci dvoufázového toku média (Vist & Pettersen, 2004) nebo optimalizaci geometrie distribučního systému (Turek et al., 2011). Poměrně ojedinělý model pak pro popis rozdělení toku v solárním kolektoru vyvinuli Bava & Furbo (2016), kteří využili závislosti tlaku na hmotnostním toku a hydraulickým odporu. Jejich maticový distribuční model tak připomíná jednodušší verzi FEA modelu.

Modelování ohřevu média a jeho rozdělení do paralelizovaných větví obvykle vyžaduje poměrně jednoduchou geometrii distribučního systému, má-li být použit 1D model (v diferenciální i diskretizované formě). Na rozdíl od předcházejících izotermních modelů, které mohou představovat i rozvětvené systémy (dvě a více odtokových větví v jednom úseku distributoru), paralelní systémy modelů spojujících přenos tepla a distribuci toku látky obsahují ve většině případů pouze jednu řadu trubek. Příkladem může být model od dvojice Datta & Majumdar (1983) pro jednořadé systémy typu „U“, „Z“ a „h“. Díky jednoduché geometrii se pak autoři mohou soustředit na složitější podmínky ohřevu tekutiny. Nerovnoměrnému ohřevu parovodní směsi v různých výškových hladinách distribučního systému a jeho vlivu na distribuci tekutiny se věnovali Ngoma & Godard (2005). Jejich model se zabývá paralelním systémem, v jehož výškových hladinách se mění tepelný tok. Cho et al. (2010) pak zkoumali u modelu pasivního chladiče vliv geometrie komor a nerovnoměrného ohřevu kanálů na výslednou distribuci toku látky. Pomocí devíti zdrojů tepla simulovali tři zátěžné stavy: (1) konstantní tepelný tok přes celou plochu systému (tj. ohřev pomocí všech devíti zdrojů tepla), (2) ohřev poslední třetiny všech kanálů, (3) ohřev pomocí jediného zdroje, který byl umístěn v poslední třetině kanálů ústících nejbližší výstupu z kolektoru.

Metody pro analýzu přenosu tepla ve výměnících jsou založeny na tzv. teorii výměníku tepla,

kteřá formuluje lokální hustotu tepelného toku jako funkci rozdílu teplot pracovních látek v daném místě s konstantou úměrnosti, tj. součinitelem prostupu tepla. Základní teorie výměníků tepla zavádí čtyři zjednodušující předpoklady, které nevnaší do výpočtu významnější nepřesnosti a nejsou tedy na závadu při praktických aplikacích (Hlavačka, 1995): (i) zanedbatelné tepelné ztráty z povrchu výměníku do jeho okolí; (ii) rovnoměrné rozložení teplosměnné plochy v aktivním prostoru výměníku; (iii) konstantní součinitel prostupu tepla v celém výměníku; (iv) tepelné kapacity pracovních látek jsou stanoveny jako střední hodnoty pro daná rozmezí teplot.

Zásadní problém je, že i pro poměrně jednoduchá konstrukční uspořádání výměníků tepla je nutné základní rovnici středního logaritmického rozdílu teplot upravit, což kromě pracnosti s sebou nese i výrazné komplikace původního vzorce. Tento fakt Hlavačka (1995) doložil dvěma případy klasických výměníků. První příklad tvoří výměník se svazkem trubek v plášti s pěti příčnými přepážkami a se dvěma tahy v trubkách – tedy kombinace souproudu, protiproudu a křížového proudu s dokonalým směřováním. Druhý příklad (který je vzhledem k zaměření této dizertační práce podstatnější) prezentuje problematickou definici středního logaritmického rozdílu teplot u příčně obtékaného svazku žebrovaných trubek, tedy u křížového proudu bez směřování.

První způsob, pomocí něhož se tuto situaci podařilo překlenout, je metoda využívající korekčních faktorů F zjištěných výpočtem nebo graficky odečtem z diagramů. Hlavačka (1995) poukázal na fakt, že použití korekčních faktorů pro zjištění středního rozdílu teplot sice není ideální, nicméně je velmi jednoduché, a proto se také snadno vžilo a dodnes se používá³. Na korekční faktor navázaly pokusy o vyjádření bezrozměrného středního rozdílu teplot pomocí bezrozměrných parametrů P a R (resp. P_1 , P_2 , R_1 a R_2 , kde dolní indexy 1, 2 značí náležitost k chladnému či horkému proudu), a to buď přímo, nebo s využitím počtu přenosových jednotek NTU. Výhoda NTU spočívá v tom, že je její hodnota zpravidla známá již na začátku návrhu výměníku společně s R (poměrem tepelných kapacit proudů CP_1 a CP_2), a není tedy třeba znát koncové teploty pracovních látek, aby mohl být určen střední teplotní rozdíl a tepelný tok $\dot{Q}$. Základní formulace přenosové rovnice je pak následující:

$$\dot{Q} = CP_{\min} \cdot (T_{2,\text{in}} - T_{1,\text{in}}) \cdot P, \quad (2.2)$$

přičemž termická účinnost $P = f(\text{NTU}, R)$ vyjadřuje poměr převedeného a teoreticky převeditelného tepelného toku, tedy stupeň využití vstupního rozdílu teplot obou látek. Samotné zjištění P je výrazně jednodušší než střední teplotní rozdíl (není nutné integrovat lokální hodnoty přes teplosměnnou plochu); výsledné grafické závislosti, případně výpočetní vztahy lze snadno využít v inženýrské praxi (Hlavačka, 1995).

Další využívanou úpravou základní rovnice (2.2) je zavedení pojmu „provozní charakteristika výměníku tepla“ (Hlavačka, 1995). V podstatě se jedná o P_1-R_1 -NTU₁ metodiku, která odstraňuje potíže s definováním $R = \min\{R_1, R_2\}$, atd., což se výrazně projevuje např. u úloh se změnami průtoků jednotlivých pracovních látek (mimo jiné vlivem nerovnoměrné distribuce).

Na základě formální podobnosti rovnic účinnosti výměníků tepla s různými uspořádáními (viz např. souhrnnou publikaci Shah & Sekulić, 2003, kap. 3) zavedl Hlavačka (1995) univerzální rovnici pro termickou účinnost výměníku tepla, čímž usnadnil počítačové zpracování (odpadla nutnost přepočítávat a vkládat rozsáhlé podklady a údaje pro určení termické účinnosti jednotlivých výměníků a analýzu celých soustav). Na rozdíl od svých předchůdců (kteří použili exponenciální formulaci rovnice) Hlavačkova univerzální rovnice (2.4) využívá hyperbolickou funkci.

³Lze jen doplnit, že díky své názornosti je tento postup také součástí učebních sylabů nejen procesních inženýrů.

$$P = \frac{2}{1 + R \cdot Z \coth\left(\frac{NTU \cdot Z}{2}\right)} \quad (2.3)$$

$$Z = [(1 + R)^2 - 4 \cdot p_p \cdot R]^{0,5} \quad (2.4)$$

Výhoda této formulace spočívá ve vlastnosti $\coth x = x^{-1}$ pro $x < 0,5$ a $\coth x \rightarrow 1$ pro $x > 2$, což usnadňuje odhad termické účinnosti. Chybu této formulace stanovil autor na 1 % (pro málo efektivní uspořádání s $NTU < 2$ a naopak velmi efektivní uspořádání s $3 < NTU < 5$), 1,5 % (středně efektivní uspořádání $2 < NTU < 3$) a až 2 % (u křížového proudu bez směšování). Jelikož je možné součinitel prostupu tepla jen ojediněle určit lépe než s přesností ± 15 %, lze chybu 1–2 % tolerovat (Hlavačka, 1995). Pro další zpřesnění výsledků tohoto výpočetního postupu zavedl Hlavačka také index protiproudosti p_p , který nabývá hodnot 0 (sou proud) až 1 (protiproud). Pro křížový proud se pak hodnoty p_p pohybují mezi 0,62 a 0,985 v závislosti na počtu chodů, směšování a umístění látky s nižší tepelnou kapacitou.

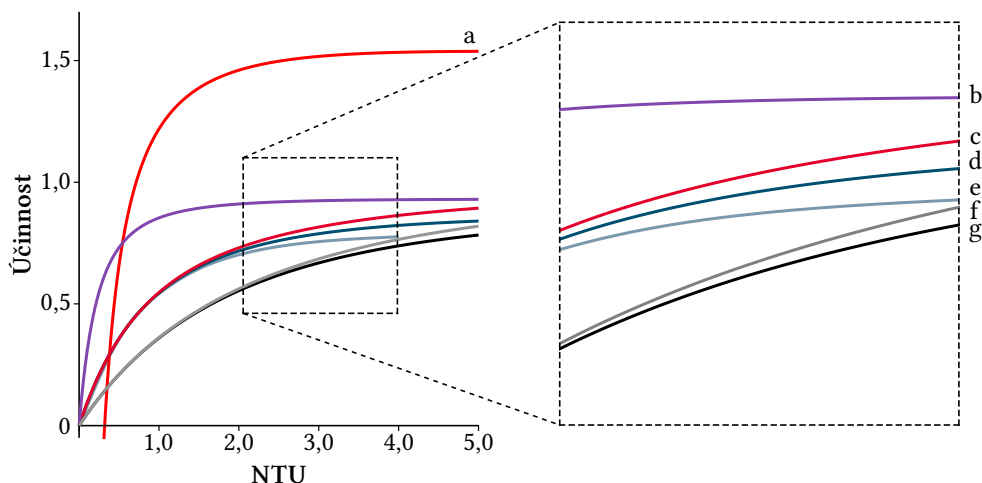
Uvedený postup tvoří základ analýzy přenosu tepla ve výměnících, ať už je chápán výměník jako jeden celek (a jedná se o globální model), nebo je zařízení dále rozděleno na menší jednotky a řešeno podrobněji. Přístupy jednotlivých autorů se pak liší v použité metodice pro stanovení účinnosti (zmiňované ε , P nebo P_1).

Jedním ze základních předpokladů podrobnějších 2D metod pro analýzu přenosu tepla ve výměnících je rovnoměrná distribuce toku pracovních látek, to se týká např. modelu křížového toku autorů (Lan et al., 2012) nebo metody buněk (Gaddis, 1998). Tyto metody pracují s velmi řídkou sítí elementů, což dále znesnadňuje zohlednění nerovnoměrného tepelného toku v zařízení. S dostatečnou diskretizací řešené domény však lze oba nedostatky obejít (viz např. 2D model od autorů Martínez-Ballester et al., 2013). Nerovnoměrnou distribuci je však nezbytné stanovit předem (jiným způsobem), jelikož se jedná o jednu z okrajových podmínek tepelného modelu. Zmiňované úpravy modelů lze kromě metody buněk provést také u výpočtu výměníku s křížovým tokem (Shah & Sekulić, 2003) nebo např. u maticového přístupu (Silailayarputhur & Idem, 2013).

Zásadním krokem aplikace zjednodušených modelů je posouzení, zda je navržený model vůbec vhodné použít. Univerzálnost použití, jakou disponují detailní numerické analýzy typu CFD a FEA, je u globálních a analytických metod obětována ve prospěch jednoduché formulace a rychlosti vlastního výpočtu. Zde je nastíněno několik základních problémů, se kterými se lze setkat při modelování výměníků tepla.

Jak uvádějí Dario et al. (2013), zjednodušené distribuční modely jsou převážně založeny na empirii, aby byly schopny postihnout komplexnost všech vlivů (geometrických parametrů, provozních podmínek a vlastností tekutin), které jsou navíc navzájem silně propojené. Nejlépe je tato provázanost patrná u geometrických parametrů, které mají vliv na provozní podmínky (např. tvarem přírodního potrubí a komory lze ovlivnit vzor dvoufázového proudění), a naopak, když je návrhovým provozním podmínkám přizpůsobena geometrie systému. I přes velké množství studií však podle (Dario et al., 2013) chybí plánovaný experiment, jenž by zobecněně jasně definoval míru vlivu jednotlivých parametrů. Zjednodušené modely tedy ve svých analýzách uvažují často pouze gravitační a setrvačné síly, neboť mechanismy ostatních sil jsou příliš složité na zápis a výpočet (Dario et al., 2013). Zatímco pro jednofázové proudění může vést tento předpoklad ke stále dostatečně přesným výsledkům, u dvoufázového proudění může být zanedbání některých vztahů mezi plynem a kapalinou zdrojem chyb distribučního modelu.

Jedno ze zásadních úskalí používaných zjednodušení je (nesprávně) předpokládání směru proudění látek (sou proud, protiproud, křížový tok a jejich kombinace). Např. rozšířený 1D model (Baek



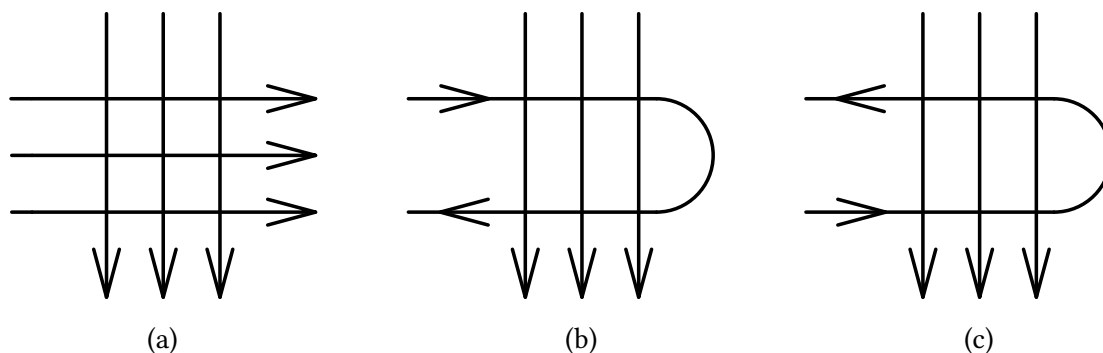
Obrázek 2.10. Graf závislosti termické účinnosti-NTU pro $R_1 = 0,5$ se směšováním látky $CP_{\min}$ dle různých zdrojů (Eq. značí číslo rovnice ve zdroji): (a) Hewitt (1998) – kap. 1.5.3-8 Eq.(6); (b) Hlavačka (1995) – chybný zápis Eq.(13); (c) Navarro & Cabezas-Gómez (2005) – Eq.(17); (d) Hlavačka (1995) – Eq.(13), Shah & Sekulić (2003), (Kays & London, 1955) – interpolace tabulkových dat; (e) Hlavačka (1995) – interpolace tabulkových dat; (f) Hlavačka (1995) – univerzální rovnice, protiproud; (g) Hlavačka (1995) – univerzální rovnice, souproud

et al., 2014) se zabývá vlivem nerovnoměrné distribuce na účinnost v čistě protiproudém zapojení výměníku, což je však ve většině procesních aplikacích pouze ideálem, kterému se snaží reálné návrhy výměníků přiblížit.

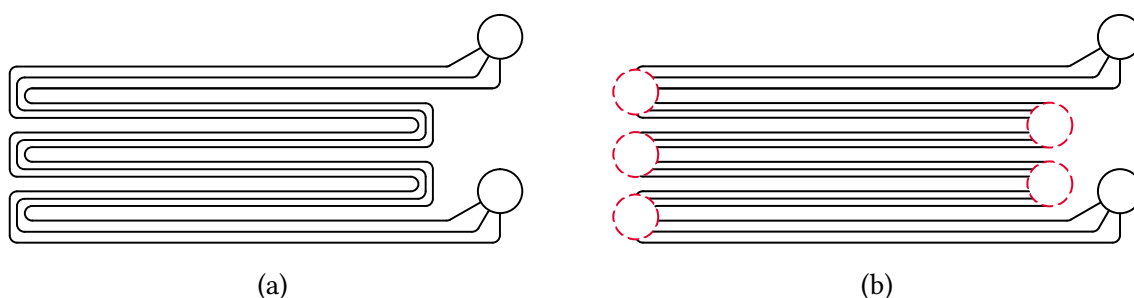
Co se týče tepelných analýz, kritickým bodem je stanovení účinnosti výměníku konkrétního průtokového uspořádání. Přestože jsou vztahy účinnost-NTU označovány jako relativně jednoduché, bývají často prezentovány různými autorskými kolektivy s chybami v jejich zápisu, což nemusí být na první pohled zřejmé. Nevhodná volba výpočetního vztahu pak může výrazně ovlivnit výsledky a v krajním případě vést ke zcela nefyzikálním výsledkům – viz graf na obrázku 2.10.

Další problémy (přestože ne tak závažné) způsobuje přechod mezi metodikami P - R -NTU a P_1 - R_1 -NTU₁. Pro $R_1 > 1$ je možná záměna prostřednictvím $R = 1/R_1$ a tedy i $P = P_1/R$ pouze u několika zaměnitelných uspořádání průtoků (protiproud, souproud, křížový proud bez směšování atp.). Naopak u řady uspořádání (jako je křížový proud s jednostranným směšováním nebo kombinovaný souproud a protiproud bez příčného směšování) záleží na tom, jak která látka protéká výměníkem. Nicméně rozdíly v hodnotě termické účinnosti jsou velmi malé, pokud jsou označení teplosměnných látek zaměněna (Hlavačka, 1995), proto je potřeba pečlivost při tvorbě nebo výběru korektního výpočetního modelu.

Autorský kolektiv Cabezas-Gómez et al. (2007) zase upozornil, že není vhodné pro nízké počty řad (či chodů) kanálů nahrazovat výpočetní vztahy těmi pro čistě souproudé nebo protiproudé zapojení. Přesnější ztvárnění nabízejí modely a vztahy, které se zabývají výměníky s křížovým tokem, vícechodým křížovým tokem se souproudým nebo s protiproudým charakterem (viz obrázek 2.11). Často se jako hranice konvergence podobnosti křížového proudu s protiproudě propojenými řadami trubek k čistě protiproudému zapojení uvádí limitní počet 6 řad a chodů (Hewitt, 1998). V práci (Cabezas-Gómez et al., 2007), která je věnována vícechodým křížovým výměníkům s různými konfiguracemi, je však diskutována oblast použitelnosti těchto zjednodušených vztahů ε -NTU. Testováním rozsáhlého spektra parametrů výměníků i provozních podmínek objevili au-



Obrázek 2.11. Varianty křížového toku: (a) čistý křížový tok, (b) souproudý křížový tok a (c) protiproudý křížový tok – převzato z (Fialová & Jegla, 2019b)



Obrázek 2.12. Schematické znázornění trubkového prostoru výměníku tepla: (a) skutečná geometrie, (b) reprezentace využívající virtuální směšovací komory mezi jednotlivými chody trubek – převzato z (Fialová & Jegla, 2019b)

toři jakousi „šedou zónu“, kdy použití vztahů zohledňujících počet řad (chodů) již není vhodné, ale také ještě není možné použít zjednodušené vztahy ε -NTU v globálním měřítku. Toto se týká geometrií s počtem řad (chodů) vyšším než 4 a nižším než, řekněme, 20 u souproudého, resp. 50 u protiproudého křížového výměníku.

Dalším nepříjemným zjednodušením u distribučních systémů s několika chody v trubkách je vytváření virtuálních výpočtových směšovacích komor v místech obratu chodů (na obrázku 2.12 vpravo). Toto časté výpočtové propojení diskretizovaných částí výměníku (popisované např. v práci Pignotti & Shah, 1992) je přebíráno i komerčními softwary, které v těchto virtuálních směšovacích komorách průměrují vlastnosti tekutiny, čímž nereálně ovlivňují výsledné teplotní pole a tedy i vypočítané zatížení teplosměnných ploch.

Se zmíněnými nedostatky zjednodušených modelů je spojeno také očekávání jejich uživatelů, resp. stanovení priorit při řešení úloh. Pro názornou ukázkou tohoto problému lze použít příklad distribučních 1D modelů. Trubkové výměníky tepla používané v procesním průmyslu jsou často tvořeny velmi komplexními distribučními systémy čítajícími několik řad trubek s různým rozložením trubek ve svazku (v zákrytu, prostřídane atp.). Chýlek (2018) odhalil jejich výrazné nedostatky v predikci rozdělení látky v rámci řad trubek, které nebylo možné spolehlivě odstranit ani pečlivým naladěním pomocí dat ze CFD. Toto může vést k tendenci zahrnout tyto modely. Avšak z podstaty distribučních komor je větší nerovnoměrnost rozdělení toku pozorovatelná právě podél hlavního kanálu, nikoli v rámci každého větvičího uzlu samostatně – viz srovnání hodnot kritéria nerovno-

Tabulka 2.3. Nerovnoměrnost distribuce toku predikovaná pomocí CFD simulací (Fialová, 2017)

Uspořádání systému Médium	U		Z		T	
	vzduch	voda	vzduch	voda	vzduch	voda
Dlouhý distributor						
RSD, %	6,05	6,12	13,40	13,57	11,13	11,28
Max. rozdíl průtoku v rámci řady, %	20,34	20,95	37,49	37,67	35,34	35,48
Max. rozdíl průtoků mezi řadami, %	0,28	0,38	0,71	0,56	2,54	1,90
Krátký distributor						
RSD, %	3,12	3,26	6,61	6,73	5,60	5,82
Max. rozdíl průtoku v rámci řady, %	11,42	12,04	19,87	20,05	15,39	17,84
Max. rozdíl průtoků mezi řadami, %	3,84	3,89	4,71	5,18	4,59	4,27

měrnosti toku RSD v tabulce 2.3 pro geometrie se dvěma řadami po 20 trubkách a s pěti řadami po 10 trubkách, tedy pro dlouhý (relativní délka hlavního kanálu $L/D = 8$) a krátký ($L/D = 5$) distributor. Vystává tedy otázka, jak dalece zajít s hodnocením distribuce pomocí zjednodušeného modelu v rámci počátečního návrhu, pokud distributory v procesním průmyslu nabývají běžné hodnot $L/D \geq 10$.

2.4 Kombinované a hybridní modely

Turek (2020) diskutoval schopnost jednoduchých 1D modelů poskytnout podstatné informace o rozdělení pracovní látky ve srovnání se základním předpokladem (rovnoměrné distribuce toku látek) komerčních softwarů pro návrh standardizovaných procesních zařízení, typicky trubkových ekonomizérů. Ne zcela uspokojivé výsledky zjednodušených modelů lze však nalézt i u dalších analyzovaných procesních zařízení, např. u spalovacích komor či výparníků s deskovými žebry. Jednou z možností, jak dosáhnout kvalitnějších výsledků, ale zároveň příliš nenavýšit výpočetní čas, je použít hybridní nebo kombinované modely.

Hybridním modelováním je myšleno doplnění základních výpočtových modelů o regresní funkce některého parametru, přičemž se může jednat o tlakovou ztrátu nebo tepelný výkon, ale i „pouze“ o některý z řady koeficientů. Tyto funkce jsou výsledkem plánovaného experimentu provedeného obvykle pomocí CFD simulací, nicméně data mohou být získána i z experimentů na reálných zařízeních či prototypch. Princip hybridního modelování byl v podstatě již nastíněn v kapitole 2.2.5 u zjednodušené 3D CFD aplikace (Turek et al., 2016). Tato aplikace modeluje turbulenci zjednodušeně prostřednictvím empirického vztahu, odvozeného na základě dat z provedených detailních CFD simulací.

Kompletně hybridní model pro kompaktní výměníky tepla pak vyvinul výzkumný tým vedený Staracem. Tento kolektiv se zabýval simulacemi intenzifikovaných výměníků s křížovým tokem. Teplosměnná plocha byla na straně chladné i horké pracovní látky zvětšena pomocí profilových desek. Tradiční postup řešení přenosu tepla pomocí 2D metody byl doplněn o regresní model využívající informace o rychlostech, teplotách a tlakových ztrátách z provedených CFD simulací (Carluccio et al., 2005). Díky diskretizaci domény je možné hybridním modelem (Starace et al., 2017) lépe postihnout nerovnoměrnosti lokálního přenosu tepla. Autoři uvádějí, že ve srovnání s jejich

postupem vede klasická ε -NTU metoda k předimenzování návrhu výměníku, protože podceňuje výkon zařízení o 17 %. Tento hybridní model však zároveň pracuje s předpokladem rovnoměrného rozdělení toku obou látek. V navazující práci se Starace et al. (2018) zaměřili na trubkové výparníky s deskovými žebry. Model rozšířili na celé 3D těleso výměníku a pro regresní část modelu navíc získali data z rozsáhlého souboru laboratorních experimentů (Fiorentino & Starace, 2018). V tomto případě zohlednili autoři nerovnoměrnou distribuci toku vzduchu zapříčiněnou prostrádaným uspořádáním trubek a tedy nižším hydraulickým odporem v okrajových částech výparníku.

Přestože vedou hybridní modely k dobrým výsledkům s poměrně krátkými výpočetními časy, akvizice dat pro regresní modely je extrémně časově náročná a také finančně nákladná. Nabízí se proto druhý přístup pro zpřesnění predikce – propojení několika jednoduchých specializovaných modelů, které dohromady jsou schopny kvalitně popsat celé řešené zařízení. U kombinovaných modelů je třeba věnovat zvýšenou pozornost napojení jednotlivých submodelů, které může způsobovat problémy s dosažením zkonvergovaného řešení úlohy (Turek, 2020).

Pro predikci distribuce toku látky v komplexních svazcích trubek je možné využít kombinaci zjednodušených modelů, jako představuje např. adiabatický model (Turek et al., 2015), který propojuje 1D algebraický model svazku trubek a 2D síť trubkovnic. Ve své práci autoři srovnávali výsledky zjednodušeného modelu s daty z detailních CFD analýz. Model (Turek et al., 2015) dosahoval velmi dobré shody s predikcí transientního CFD modelu v případě distribuce toku v různých typech svazků trubek (rel. rozdíl predikované úrovně nerovnoměrnosti toku dosahoval i pouze 1,4 %). Naopak nezanedbatelné rozdíly byly pozorovány u predikovaných tlakových ztrát v testovaných systémech. Kvůli absenci experimentálních dat však nebylo možné tyto odhady dále posoudit.

Náročnější přístup využili (Shojaeefard & Zare, 2016), kteří pro stanovení nerovnoměrného toku chladiva zkombinovali tradiční 3D CFD model hlavních komor s 1D FEA modely trubek. V rámci 1D modelů trubek určili teplotu kondenzujícího chladiva a jeho tlakovou ztrátu, kterou následně zakomponovali do CFD modelu prostřednictvím podmínky *porous jump* (porézního skoku či přepážky). Díky porézním přepážkám také mohli výrazně zkrátit délku větví a plně modelovat pouze hlavní komory kondenzátoru. Autoři Shojaeefard & Zare (2016) uvádějí srovnání s experimentálními daty pro celkové tlakové ztráty, výstupní teploty a výkon zařízení; distribuci toku látky v jednotlivých kanálech neměřili. Nicméně zvláště v odhadu tlakové ztráty si jejich model vedl velmi dobře, když dosahoval odchylky pouze 2,8 %.

Velmi komplexní přístup zvolili při *troubleshootingu* Poursaeidi & Arablu (2011), když zkombinovali celkem tři různé CFD modely, aby mohli postihnout problematiku spalování i nerovnoměrné distribuce páry a její vliv na přehřívání stěn trubek přehříváku páry. 2D modelem analyzovali distribuci páry, spalovací proces byl simulován pomocí zobecněného 3D modelu radiační komory. Výsledky těchto dvou simulací pak posloužily jako okrajové podmínky pro výpočet přenosu tepla v části jednoho chodu parního kotle, kde byly umístěny přehříváky páry. Finální zjednodušený 3D model pak reprezentoval úzký řez parního kotle s pouze dvěma trubkami vedle sebe bez distribučních komor. Díky postupnému řešení a řadě zjednodušení autoři snížili celkovou výpočetní náročnost úlohy. Kromě konstatování příčin potíží byl součástí jejich analýzy i návrh vhodnější konfigurace distribučních komor.

Jako příklad z oblasti modelování distribuce v radiační sekci lze zmínit kombinaci dvou CFD modelů, které využili Jegla et al. (2015a). Ti díky spojení 3D a 2D simulací analyzovali tepelný tok ve spalovací komoře vertikální válcové pece. Jejich 3D model poskytl náhled na podélné rozložení tepelného toku v radiační komoře, 2D modely pak upřesnili vliv geometrických nepřesností na obvodové rozložení tepelného toku zanedbáním konvekční složky přenosu tepla. Tato práce upozornila na závažné nedostatky tradičních návrhových přístupů radiačních sekcí pomocí 1D metod, které systematicky podceňují maximální tepelné zatížení teplosměnných ploch.

2.5 Výběr metody výpočtového modelování

Z uvedené 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 kompozitní modelovací systém 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 modely (Bajura, 1971) a (Bajura & Jones, 1971), 1D diskrétní 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 & Idem, 2013).

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

2.6 Hodnocení distribuce toku

Jelikož hodnocení míry nerovnoměrnosti distribuce toku pracovních látek v zařízeních nepodléhá žádné standardizaci, zásadní roli ve volbě vhodného kritéria hraje 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 & Jegla, 2021):

1. jednohodnotová kritéria – nerovnoměrnost distribuce toku látek je vyjádřena jednou 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.

V obou případech se vychází z predikované či měřené rychlosti průtoku média jednotlivými větvemi, dílčích hmotnostních nebo objemových průtoků. Jako příklady jednohodnotových kritérií lze jmenovat poměr dosaženého minima a maxima (Bava & Furbo, 2016), minimální (maximální) hodnotu vztaženou k průměrné hodnotě (Henry, 1998), maximální odchylku od průměrné hodnoty (Mohammadi & Malayeri, 2013), součet všech odchylek od průměrné hodnoty (Zhang & Li, 2003) či některou z forem variačního koeficientu (např. Baek et al., 2014). Výhodou těchto kritérií je především jejich jednoznačnost, uživatel se rychle zorientuje a snadno rozezná lépe a hůře fungující konfiguraci zařízení z hlediska rozdělení pracovní látky. Zvláště u rozsáhlých distribučních systémů skládajících se řádově z desítek a stovek dílčích větví nabývá tento benefit na významu. V případě variačního koeficientu lze navíc porovnávat i různě 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 vhléd do rozdělení toku v zařízeních jsou proto vhodnější „spojitá“ kritéria, která mohou mít formu bezrozměrných veličin (např. normalizovaný průtok dílčími větvemi, který využili Bajura & Jones, 1971; nebo normalizované rychlosti, jako použil Dąbrowski, 2020) nebo například relativního rozdílu i -té hodnoty a průměrné hodnoty (Gandhi et al., 2012; či Dąbrowski, 2020). Tato kritéria lze dobře graficky znázornit, což umožňuje přehledné srovnání rozdělení pracovní látky do jednotlivých částí zařízení např. při změně provozních parametrů nebo úpravě geometrických parametrů (při zachování stejného počtu větví). Zobrazení trendů distribuce toku pracovní látky pak mimo jiné usnadňuje identifikaci vhodného prvku pro úpravu toku v zařízení. Obecně však může být tento typ distribučního kritéria poněkud nepřehledný, je-li použitý samostatně, proto bývá u členitějších systémů (např. víceřadé vzduchové chladiče, viz práce Turek et al., 2015) a složitějších geometrií (výměníky se svazkem trubek v plášti, viz např. práce autorů Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016) často využíván jako doplněk k základnímu jednohodnotovému kritériu.

V práci (Fialová, 2017) jsou podrobně rozebrány vlastnosti některých nejčastějších kritérií, užívaných pro hodnocení nerovnoměrné distribuce toku v paralelních systémech. Jako zásadní charakteristika se jeví v tomto ohledu především schopnost zohlednit výrazné rozdíly (průtoků či rychlostí) být v jediné větvi distribučního systému, zvláště dojde-li ke kompletnímu zanesení průtočného průřezu (tj. nulovému průtoku) nebo ke zpětnému toku ve větvi (tj. záporné hodnotě průtoku). Pro podrobnější srovnání jednotlivých kritérií lze čtenáře odkázat na dřívější práci autorky (Fialová, 2017), v následujícím textu budou stručně popsána distribuční kritéria využívaná dále v této dizertační práci:

- RSD – variační koeficient (*relative standard deviation*),
- NU – procento nerovnoměrnosti (*non-uniformity percentage*),
- $Q_{N,i}$ – normalizovaný objemový průtok,
- $u_{N,i}$ – normalizovaná rychlost,
- MC_i – lokální koeficient nerovnoměrné distribuce (*local maldistribution coefficient*).

Variační koeficient RSD vyjadřuje podíl směrodatné odchylky a průměrné (ideální) hodnoty průtoku, viz rovnice (2.5) 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. Naopak pro běžného uživatele je lépe představitelné kritérium NU (2.6),

coby podíl maximální a minimální dosažené hodnoty průtoku. U obou kritérií značí hodnoty blízké nule ideální stav s rovnoměrně distribuovanou pracovní látkou v zařízení. V níže uvedených rovnicích značí n celkový počet větví systému, dolní indexy i a id i -tou větev distribučního systému a ideální (průměrnou) hodnotu průtoku.

$$RSD = \frac{100}{Q_{id}} \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (Q_i - Q_{id})^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

$$NU = 100 \left(1 - \frac{\min_i \{Q_i\}}{\max_i \{Q_i\}} \right) \quad (2.6)$$

Zbývající parametry hodnotící distribuci toku látek patří do skupiny „spojitých“ kritérií. V rovnici (2.7) je objemový průtok v dílčí i -té větvi normalizován pomocí průměrné hodnoty průtoku jednou větví; analogicky je provedena také normalizace dosažených rychlostí (2.8). Pro účely dalšího srovnání dat uvedených v literatuře a těch získaných pomocí zde prezentovaných metod predikce distribuce toku látek bylo převzato z práce (Dąbrowski, 2020) lokální kritérium nerovnoměrnosti MC_i (2.9), které pracuje individuálně s relativními odchylkami dílčích průtoků od rovnoměrného rozdělení toku. Pokud by byla provedena sumace jednotlivých MC_i pro všechny větve distribučního systému, bude získána hodnota RSD v desetinné formě.

$$Q_{N,i} = \frac{Q_i}{Q_{id}} \quad (2.7)$$

$$u_{N,i} = \frac{u_i}{u_{id}} \quad (2.8)$$

$$MC_i = \frac{1}{Q_{id}} [(Q_i - Q_{id})^2]^{1/2} \quad (2.9)$$

Kompozitní modelovací systém

Modelování konvekční sekce zařízení na přenos tepla je vzhledem ke složitosti problematiky rozděleno na dvě části. První část řešení se soustředí na metody popisující přenos tepla, druhá část řešení se pak zaměřuje na predikci rozdělení pracovních látek ve větvených systémech typu svazků trubkových výměníků tepla.

Třetí část KMS se zabývá okrajovými podmínkami média proudícího v mezitrubkovém prostoru. Pakliže pro tuto pracovní látku nejsou k dispozici data z numerické analýzy, ani z měření, 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). Druhou možností je pak doplnění KMS buď o data z reálného měření, nebo o výsledky globální CFD analýzy rozdělení toku média na vstupu do výměníku tepla, resp. profil teplot a rychlostí proudění tekutiny v rovině těsně nad trubkovým svazkem sekčního výměníku, jako to ukazuje schéma na obrázku 3.1.

3.1 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 předcházející kapitole byly k detailnímu prozkoumání vybrány dvě 2D metody výpočtu přenosu tepla ve výměníku s křížovým tokem, tj. metoda buněk a tzv. maticový přístup.

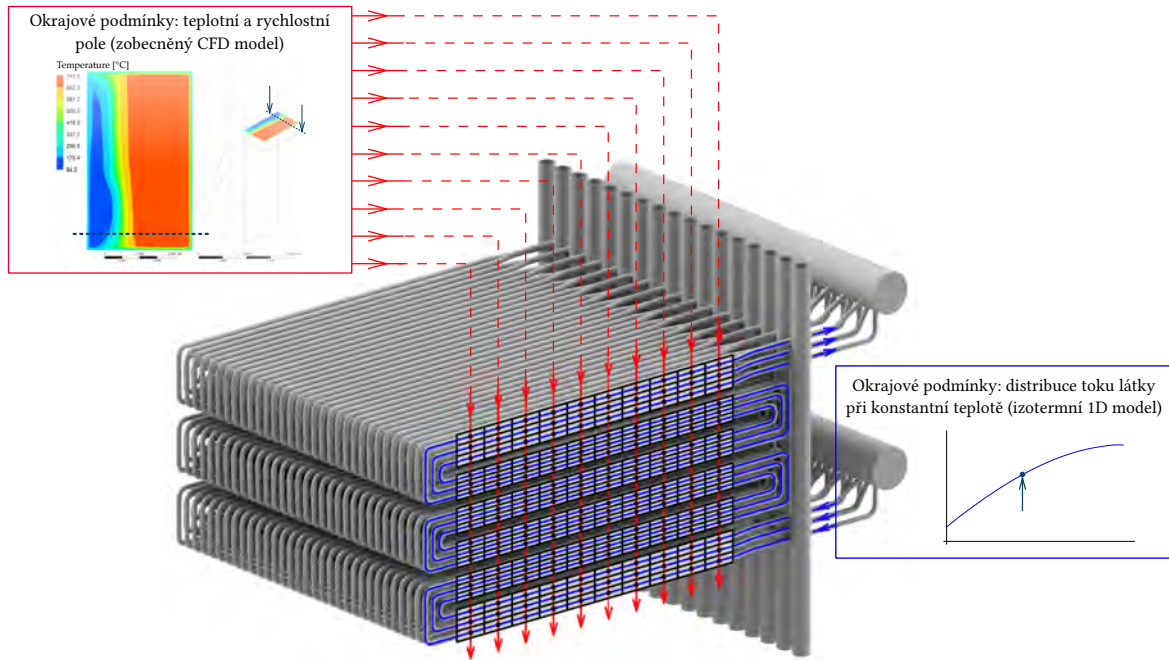
Zjednodušující předpoklady obou metod, které jsou využívány i v dále prezentovaných postupech, jsou:

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

Ve své původní formě obě metody předpokládají 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.

3.1.1 Metoda buněk

Tato metoda je dobře zavedená především u výměníků se svazkem trubek v plášti (Gaddis, 1998). Základním prvkem výpočetní sítě jsou tzv. buňky, ve kterých může nastat z hlediska vzájemného



Obrázek 3.1. Základní koncept kompozitního modelovacího systému pro konvektivní výměníky tepla

směru proudění obou pracovních látek jen (čistý) křížový tok. Buňky jsou voleny v souladu s rozdělením plášťového prostoru výměníku, jak ukazuje schéma na obrázku 3.2. Výsledná síť je tedy poměrně hrubá a výpočet poskytuje informace o teplotním poli napříč výměníkem, avšak bez rozlišení jednotlivých trubek. Zajímavým prvkem diskretizace je rozdělení složitě tvarovaného zařízení na jednodušší menší celky, tzv. podvýměníky. Tato technika je použita i na modelovém zařízení na obrázku 3.2.

Po vhodné úpravě (zjemnění) výpočetní sítě je možné zahrnout nerovnoměrnou distribuci teplot i průtoků prostřednictvím tepelných kapacit dílčích proudů, CP , v jednotlivých trubkách i v externím prostoru (tj. v plášti, v prostoru kotle atp.). V každé buňce se vypočítá teplota médií prostřednictvím bezrozměrných teplot, θ . Převod teplot s rozměrem ($^{\circ}\text{C}$ nebo K) na ty bezrozměrné ukazuje rovnice (3.1), kde $T_{1,\text{inHE}}$ značí teplotu média vstupujícího do výměníku, dolní index 1 značí obvykle látku s nižší tepelnou kapacitou.

$$\theta = \frac{T - T_{1,\text{inHE}}}{T_{2,\text{inHE}} - T_{1,\text{inHE}}} \quad (3.1)$$

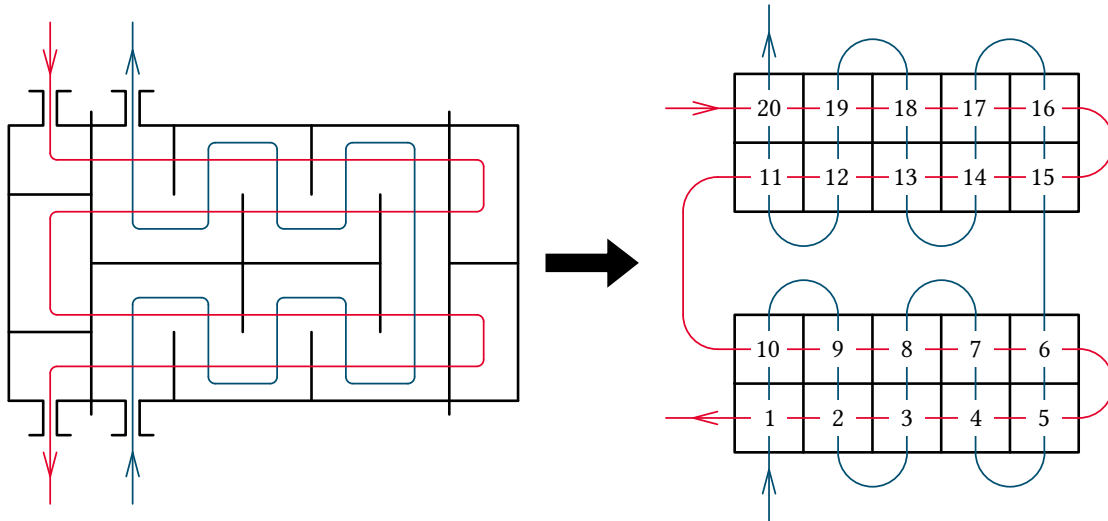
Ze základní definice bezrozměrné teploty (3.1) vyplývá, že bezrozměrná teplota média s nižší tepelnou kapacitou (dolní index 1) bude na vstupu do výměníku vždy $\theta_{1,\text{inHE}} = 0$, naopak bezrozměrná teplota média vstupujícího do výměníku s vyšší tepelnou kapacitou (dolní index 2) má vždy hodnotu $\theta_{2,\text{inHE}} = 1$.

Příklad obecné buňky na obrázku 3.3(a) graficky znázorňuje jednotlivé proudy a jejich charakteristiky nezbytné pro výpočet pomocí metody buněk. V kontextu větší výpočetní sítě (viz obrázek 3.3(b)) lze situaci pro obecnou buňku se souřadnicemi $[i, j]$ zapsat rovnicemi (3.2, 3.3), kdy každá z nich popisuje bezrozměrnou výstupní teplotu, θ_{out} , jedné pracovní látky (dolní index 1 nebo 2). Dolní index 1 opět značí látku s nižší tepelnou kapacitou. Další proměnné, a, b, e, f , udržují infor-

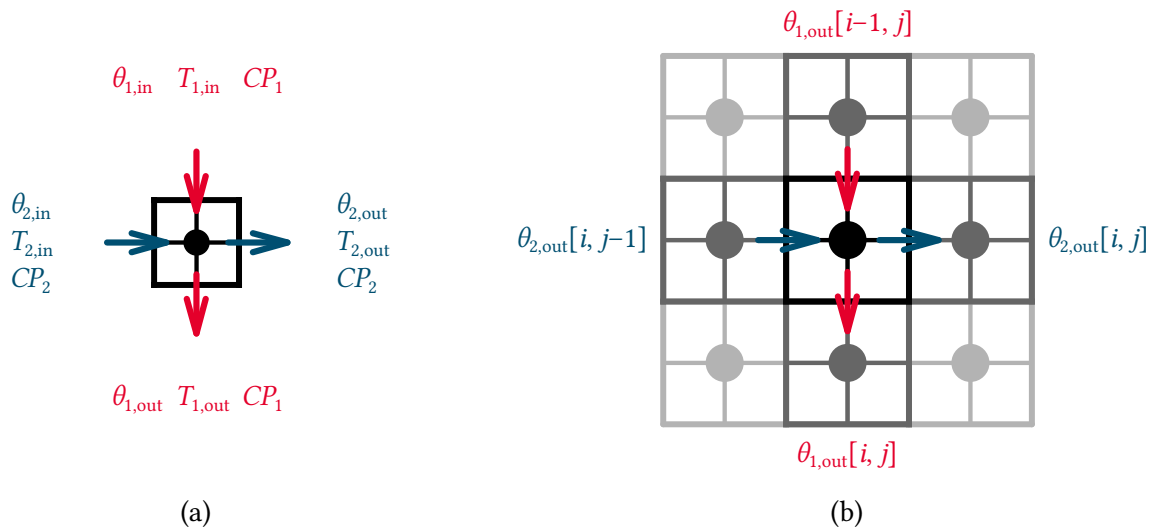
mace o účinnosti a poměru tepelných kapacit obou proudů v dané buňce.

$$\theta_{1,\text{out}}[i, j] = a[i, j] \times \theta_{1,\text{out}}[i - 1, j] + b[i, j] \times \theta_{2,\text{out}}[i, j - 1] \quad (3.2)$$

$$\theta_{2,\text{out}}[i, j] = e[i, j] \times \theta_{2,\text{out}}[i, j - 1] + f[i, j] \times \theta_{1,\text{out}}[i - 1, j] \quad (3.3)$$



Obrázek 3.2. Aplikace metody buněk na modelovém zařízení – převzato z (Jegla & Fialová, 2018). Vlevo je schematicky znázorněn výměník se svazkem trubek v plášti se segmentovými přepážkami a s jednou podélnou přepážkou, včetně označení směru proudění média v trubkách (červeně) a směru proudění média v plášťovém prostoru (modře). Právě kvůli podélné přepážce je nutné výměník rozdělit na dva menší celky (podvýměníky), jak je ukázáno na schématu výpočetní sítě vpravo.



Obrázek 3.3. Metoda buněk: (a) obecná buňka a charakteristiky pracovních látek; (b) černě znázorněná obecná buňka o souřadnicích $[i, j]$ v kontextu větší výpočetní sítě

Původní metodika určení účinnosti ϵ -NTU, která vyžaduje dodržení podmínky pro tepelné kapacity (3.2, 3.3), byla nahrazena univerzálnější metodikou využívající termickou účinnost P_1 -NTU₁. V jejím případě není nutné upravovat výpočetní vztahy pro P_1 , ani NTU₁, dojde-li v některé buňce k porušení podmínky (3.4). Oba způsoby určení účinností a jejich rozdíly jsou popsány např. v knize (Shah & Sekulić, 2003).

$$CP_1[i, j] < CP_2[i, j] \quad (3.4)$$

Po rozepsání získají původní rovnice (3.2, 3.3) tvar

$$\theta_{1,\text{out}}[i, j] = (1 - P_1[i, j]) \times \theta_{1,\text{out}}[i - 1, j] + P_1[i, j] \times \theta_{2,\text{out}}[i, j - 1], \quad (3.5)$$

$$\theta_{2,\text{out}}[i, j] = (1 - R_1[i, j] \cdot P_1[i, j]) \times \theta_{2,\text{out}}[i, j - 1] + R_1[i, j] \cdot P_1[i, j] \times \theta_{1,\text{out}}[i - 1, j], \quad (3.6)$$

kde $R_1[i, j]$ vyjadřuje poměr tepelných kapacit¹ v buňce, tj.

$$R_1[i, j] = \frac{CP_1[1, j]}{CP_2[i, 1]}, \quad (3.7)$$

a $P_1[i, j]$ je pak termická účinnost dané buňky, jejíž definice záleží na charakteru proudění ve vyšetřovaném výměníku tepla. Např. pro výměník s křížovým tokem, kdy u média 2 dochází ke směšování, zatímco u média 1 nikoli, uvádí Kays & London (1955) vztah

$$P_1[i, j] = \frac{1 - e^{-R_1[i, j] \cdot e^{-NTU_1[i, j]}}}{R_1[i, j]}. \quad (3.8)$$

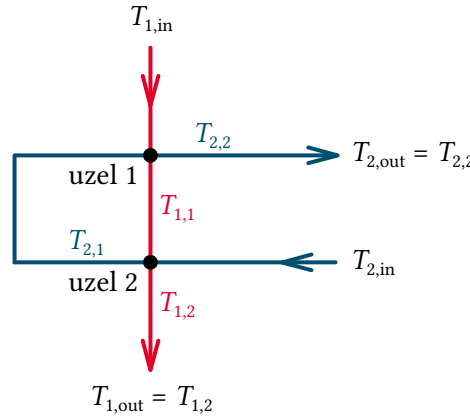
Výhodou metody buněk je jednoduché přiřazení získaných informací ke konkrétnímu místu ve výměníku, z čehož plyne snadné zpracování dat v rámci *post-processingu*. Nevýhoda této metody je patrná z předcházejících rovnic, kdy množství pomocných proměnných zpomaluje výpočet, což lze demonstrovat již na základních úlohách, jako je např. čistý křížový tok se třemi proudy chladného média, deseti proudy horkého média a rovnoměrným rozdělením obou látek. Kompletní výpočet (zpracování vstupních dat, načtení materiálových vlastností, vlastní výpočet a *post-processing*) v prostředí Maple (Maplesoft, 2020) vyžaduje 5,3 s, což je více než dvojnásobný čas ve srovnání s níže uvedeným maticovým přístupem, jehož použití vyžadovalo 2,3 s při jinak totožném postupu.

3.1.2 Maticový přístup

Vícechodé výměníky s vyšším množstvím řad trubek byly předmětem zájmu autorského kolektivu vedeného Silaipillayarputhurem. (Silaipillayarputhur & Idem, 2013) zhodnotili, že starší přístupy nejdou dostatečně do hloubky problémů s rozložením teplot ve svazcích a neřeší je na úrovni jednotlivých řad trubek. Proto představili výpočetní postup založený na současném řešení energetických bilancí a termických účinností jednotlivých řad trubek. Každá řada je tedy popsána dvěma rovnicemi, které jsou seskupeny do jedné matice pro každý chod média v trubkách. Odtud pramení název tohoto přístupu.

Komplexní tok ve výměníku lze rozdělit (i opakovaně) na jednodušší celky, přičemž za základní stavební kameny (dále kombinovatelné) lze označit tři prvky (Muralidharan et al., 2014):

¹ Uvedená formulace $R_1[i, j]$ platí za předpokladu, že je výpočet tepelných kapacit obou médií prováděn pro celý rozsah teplot ve výměníku, díky čemuž lze zjednodušit tepelné kapacity na vektory (řádkový v případě CP_1 a sloupcový v případě CP_2). Pro detailnější rozlišení tepelných kapacit v jednotlivých buňkách je nezbytný rozklad na menší intervaly teplot, resp. tlaků a teplot, na nichž by docházelo k výpočtu střední hodnoty měrné tepelné kapacity obou médií $\bar{c}_p(T)$, resp. $\bar{c}_p(T, p)$. Během testovacích výpočtů však tento postup vyžadující několik iteračních kroků nepřinesl výrazné zlepšení v přesnosti výsledků a kvůli extrémnímu nárůstu výpočetního času byl zavrhnut.



Obrázek 3.4. Aplikace maticového přístupu na výměníku tepla s jedním chodem horkého média a dvěma chody chladného média. Uzly, vstupní a výstupní teploty jsou zapsány černě, v mezistupních jsou teploty označeny barvou odpovídající příslušnému médiu.

- čistý křížový tok s dělením jen jednoho média,
- souproudý křížový tok,
- protiproudý křížový tok.

Sestavení matice lze předvést na jednoduchém příkladu výměníku tepla s protiproudým křížovým tokem, který je schematicky znázorněn na obrázku 3.4. Známe jsou pouze vstupní teploty, $T_{1,in}$ a $T_{2,in}$ (dolní index 1 zastupuje médium v mezitrubkovém prostoru, 2 médium v trubkách). Účinnost je vypočítána dopředu ze vztahu P_1 -NTU₁ (změna oproti původní práci, neboť Silaipillayarputhur & Idem, 2013, používají ε -NTU) a také poměr tepelných kapacit obou médií, R_1 , je známý předem. 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 $T_{2,2} = T_{2,out}$. Energetickou bilanci lze vyjádřit pro oba uzly jako

$$\text{Uzel 1 :} \quad R_{1,1} (T_{1,in} - T_{1,1}) = T_{2,2} - T_{2,1}, \quad (3.9)$$

$$\text{Uzel 2 :} \quad R_{1,2} (T_{1,1} - T_{1,2}) = T_{2,1} - T_{2,in}. \quad (3.10)$$

Je-li aplikován základní vztah pro účinnost, další dvě rovnice mají tvar

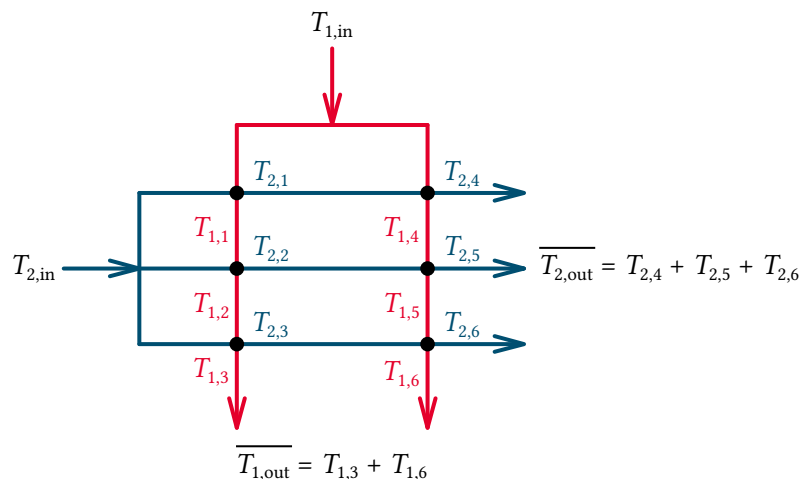
$$\text{Uzel 1 :} \quad P_{1,1} (T_{1,in} - T_{2,1}) = T_{1,in} - T_{1,1}, \quad (3.11)$$

$$\text{Uzel 2 :} \quad P_{1,2} (T_{1,1} - T_{2,in}) = T_{1,1} - T_{1,2}. \quad (3.12)$$

Celkem se tedy jedná o soustavu 4 rovnic o 4 neznámých (teplotách). V maticovém zápisu (3.13) platí konvence, že jako první se zapisují rovnice energetických bilancí všech uzlů, za nimi následují rovnice účinnosti.

$$\begin{bmatrix} -R_{1,1} & 0 & 1 & -1 \\ R_{1,2} & -R_{1,2} & -1 & 0 \\ 1 & 0 & -P_{1,2} & 0 \\ P_{1,2} - 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{1,1} \\ T_{1,2} \\ T_{2,1} \\ T_{2,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_{1,2} T_{1,in} \\ -T_{2,in} \\ (1 - P_{1,1}) T_{1,in} \\ P_{1,2} T_{2,in} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Již se základním konceptem maticového přístupu (Muralidharan et al., 2014) je možné vytvořit široké portfolio možných konfigurací výměníků. Pokud je však nerovnoměrně distribuována i pracovní látka v mezitrubkovém prostoru, není základní diskretizace provedená autory (Silaipillayarputhur & Idem, 2013) dostatečná. Všechny výrazné zásahy do základního maticového přístupu



Obrázek 3.5. Ukázka adaptovaného maticového modelu na geometrii se třemi proudy v trubkách (modře) a dvěma proudy externího média (červeně). Teploty zjištěné v mezistupních jsou značeny barvou příslušného média. Je-li to požadováno, na výstupu mohou být teploty průměrovány (označení s pruhem).

vyústily v tvorbu vlastního adaptovaného maticového modelu (AMM), který je podrobně popsán v následující části.

3.1.3 Adaptovaný maticový model

Rozdíly zde prezentovaného vlastního vyvíjeného výpočtu oproti základnímu postupu Silaipillayarputhura 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 mezitrubkovém prostoru, tedy řešení teplot v kratších úsecích trubek (viz obrázek 3.5);
- 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.

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.

Zohlednění toku obou pracovních látek lze demonstrovat na příkladu jednochodého svazku trubek, u něž dochází k nerovnoměrné distribuci média v trubkách i k nerovnoměrné distribuci média v mezitrubkovém prostoru, jak je znázorněno na obrázku 3.5. Soustava lineárních rovnic $\mathbf{A} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{b}$ pak bude vypadat následovně:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -R_{1,1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ R_{1,2} & -R_{1,2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{1,3} & -R_{1,3} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -R_{1,4} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_{1,5} & -R_{1,5} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{1,5} & -R_{1,5} & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ P_{1,2} - 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & P_{1,3} - 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -P_{1,4} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & P_{1,5} - 1 & 1 & 0 & 0 & -P_{1,5} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & P_{1,6} - 1 & 1 & 0 & 0 & -P_{1,6} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} -R_{1,2} T_{1,\text{in}} - T_{2,\text{in}} \\ -T_{2,\text{in}} \\ -T_{2,\text{in}} \\ -R_{1,4} T_{1,\text{in}} T_{1,\text{in}} \\ 0 \\ 0 \\ (1 - P_{1,1}) T_{1,\text{in}} + P_{1,1} T_{2,\text{in}} \\ P_{1,2} T_{2,\text{in}} \\ P_{1,3} T_{1,\text{in}} \\ (1 - P_{1,4}) T_{1,\text{in}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.15)$$

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} T_{1,1} \\ T_{1,2} \\ T_{1,3} \\ T_{1,4} \\ T_{1,5} \\ T_{1,6} \\ T_{2,1} \\ T_{2,2} \\ T_{2,3} \\ T_{2,4} \\ T_{2,5} \\ T_{2,6} \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

Matice soustavy $\mathbf{A}$ (3.14) pro tento případ jasně demonstruje zákonitosti, kdy je dle počtu proudů externího média opakována struktura pro řešený počet trubek (tj. proudů v trubkách). Z původní metodiky maticového přístupu byla zachována posloupnost proměnných ve vektoru neznámých $\mathbf{x}$ (3.16), kdy jsou nejprve uvedeny výstupní teploty ze všech uzlů pro médium 1 a až poté pro médium 2.

Hlavní výhodou maticového přístupu je jeho názornost a jednoduchost. Každý uzel je popsán dvěma rovnicemi, např. (3.9, 3.11), které dávají do relace příslušné teploty. Vazba mezi jednotlivými částmi geometrie lze snadno přizpůsobit danému zařízení, přičemž knihovna procedur pro automatické generování soustavy rovnic pro příslušnou geometrii je postupně rozšiřována. Oproti metodě buněk odpadá nutnost dopočítání velkého množství pomocných proměnných, což umožňuje rychlejší zpracování celé úlohy.

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), 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

Tabulka 3.1. Porovnání výsledků obdržných pomocí adaptovaného maticového modelu (AMM) a komerčního softwaru (HTRI)

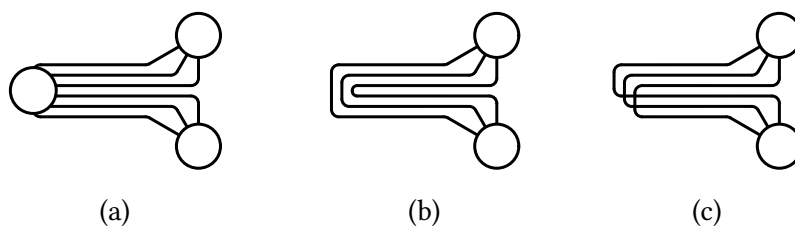
Parametr	Výměník 1–1		Výměník 2–1	
	AMM	HTRI	AMM	HTRI
Výstupní teplota horkého média, °C	688,7	686,3	645,4	642,0
Výstupní teplota chladného média, °C	367,6	369,0	367,1	369,0
Prům. relativní chyba teploty, %	0,38	–	0,53	–
Tepelný výkon, W	16 181	16 100	31 514	30 500
Doba výpočtu, s	0,99	0,63	3,59	1,28

vzduchový chladič/ekonomizér (úloha „Xace“). Aby bylo možné analyzovat funkci čistě maticového přístupu a eliminovaly se další vlivy, testovací úlohy předpokládaly rovnoměrné rozdělení obou pracovních látek.

Z testů výměníku s čistě křížovým tokem 1–1 (tok ve výměníku byl dále dělen na tři proudy chladného média, deset proudů horkého média) vyplývá, že relativní rozdíl vypočítaných výstupních teplot činil maximálně 1 %, nepřesnost vypočítaných tepelných výkonů byla max. 3,5 %. Konkrétní hodnoty sledovaných veličin uvádí tabulka 3.1. Jak je dále patrné z tabulky 3.1, 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 ukazatelů, které jsou počítány jako relativní chyby vůči datům z HTRI. Klíčový faktor pro další rozvoj modelu výměníku (nyní zpracovaného v programu Maple) je i krátká doba výpočtu, ve které vyvíjený model výrazně nezaostává za specializovaným nástrojem HTRI (viz také tabulka 3.1). 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 Xace 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 mezitrubkovém prostoru. Pro tyto účely je prostor rozdělen na 10×6 sekcí podél trubek a napříč šířkou svazku. Naopak nerovnoměrné rozdělení toku v trubkovém prostoru 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).

Reálný dopad virtuálních komor na predikci teplot média v trubkách lze ukázat na následujícím příkladu, kdy byla porovnána data z HTRI s výsledky AMM pro tři různé geometrie protiproudého výměníku tepla se dvěma chody v trubkách a jedním chodem v plášti. V prvním případě má výměník jednotlivé chody trubkového prostoru propojeny směšovací komorou (konfigurace (a) na obrázku 3.6), u druhého dochází ke střídání tří trubek v pořadí 1-2-3-3-2-1 (konfigurace (b) na obrázku 3.6) a u třetího se trubky střídají v pořadí 1-2-3-1-2-3 (konfigurace (c) na obrázku 3.6). Přestože se jedná o tři snadno rozlišitelná zařízení, v prostředí HTRI Xace by se všechny modelovaly totožně. Tato modelová úloha navíc ukazuje jedno z úskalí nerovnoměrného ohřevu, kdy dosažení stejného (požadovaného) celkového tepelného výkonu výměníku neznámá dobrou a dlouhodobě udržitelnou funkci zařízení. U tří zde zkoumaných návrhů dochází k největším rozdílům koncových teplot



Obrázek 3.6. Testované geometrické konfigurace výměníku

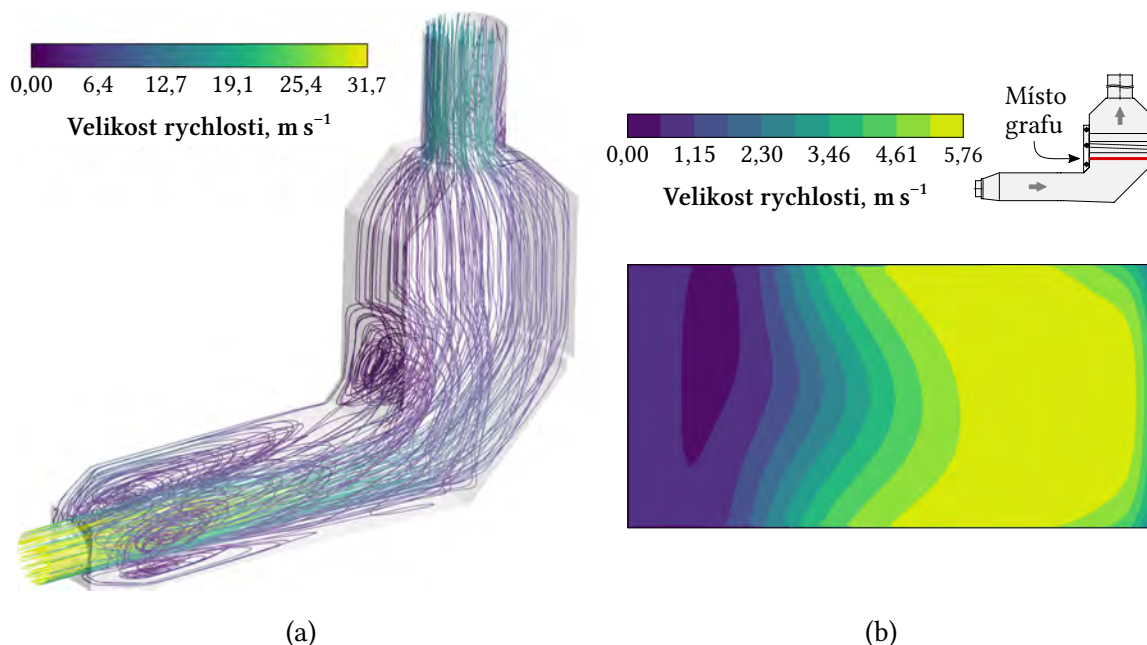
Tabulka 3.2. Teploty média proudícího v TP zjištěné pomocí komerčního softwaru (HTRI) a adaptovaného maticového modelu (AMM). Zápis teplot [°C] je proveden ve směru toku média trubkou vstup→výstup.

Pořadí trubky	Konfigurace (a)		Konfigurace (b)	Konfigurace (c)
	HTRI	AMM	AMM	AMM
1	316,48→339,88	316,48→340,96	316,48→340,96	316,48→340,96
2	316,48→341,09	316,48→342,03	316,48→342,03	316,48→342,03
3	316,48→342,38	316,48→343,15	316,48→343,15	316,48→343,15
4	341,11→367,60	342,04→367,96	343,15→368,98	340,96→366,96
5	341,11→368,99	342,04→369,10	342,03→369,08	342,03→369,09
6	341,11→370,47	342,04→370,29	340,96→369,28	343,15→371,31

(viz tabulka 3.2 u konfigurace (b). Konfiguraci (c) by pak bylo vhodné detailněji prozkoumat, zda v kombinaci s dalšími jevy (distribuce toku obou látek, nánosy, ...) nehrozí selhání materiálu trubky, případně navrhnout úpravy, aby se zamezilo teplotnímu přetížení poslední trubky.

Mezi další přínosy AMM patří možnost členění toku média v mezitrubkovém prostoru obecně až na deset proudů (číslo zvoleno dle počtu dílčích sekcí, které využívá program HTRI). Díky tomuto dělení je možné detailněji postihnout vliv nerovnoměrného profilu rychlostí proudění pracovní látky a jejích teplot po délce trubek sekčních výměníků. Využití této modifikace se předpokládá především u výměníků navazujících na místo změny směru toku spalin, jako je tomu např. u kotle na odpadní teplo na obrázku 3.7. Výsledky CFD analýzy zde jasně ukazují zavírání spalin, které je způsobeno kombinací různých faktorů (tvar kanálu s postupně se měnícím obdélníkovým průřezem a změnou z horizontálního směru proudění spalin na vertikální; překážka ve formě prvního ekonomizéru), a tedy i nerovnoměrný rychlostní profil spalin v oblasti těsně před prvním svazkem trubek.

S ohledem na toto detailnější dělení výpočetní sítě musel být v rámci prvotní verze AMM vyřešen problém výpočetní náročnosti určení tepelných kapacit pracovních látek. Původní postup formou integrace funkcí měrných tepelných kapacit obou médií $c_p(T, p)$ pro zjištění jejich středních hodnot trval velmi dlouho (až 80 % celkového času výpočtu), což bylo nepřijatelné zvláště pro členité systémy čítající desítky trubek, případně při opakování tohoto 2D výpočtu v rámci celého výměníku tepla (tedy 3D objektu o obecně n řezech). Coby náhrady výpočtu $c_p(T, p)$ byly testovány dvě varianty – jednodušší závislost $c_p(T)$ (při středním tlaku p_s) a bilineární interpolací. Modelová úloha křížového výměníku tepla 6–1 obsahovala celkem 90 uzlů. Přestože obě náhrady přinesly rapidní zrychlení řešení úlohy (v obou případech přibližně třikrát kratší výpočetní čas),



Obrázek 3.7. Výsledky CFD analýzy toku spalín – převzato z (Létal et al., 2020): (a) z proudnic (obarvených velikostí rychlosti proudění spalín) je jasně patrná recirkulační zóna; (b) vrstevnicový graf velikosti rychlosti proudění v prostoru těsně před prvním svazkem trubek ukazuje silně nerovnoměrné rozdělení toku spalín.

použití bilineární interpolace zároveň negativně ovlivnilo přesnost výsledku (maximální relativní rozdíl vypočítaných teplot vzrostl z 0,54 % na 3,15 %). Aktuální verze AMM proto využívá výpočet pomocí $c_p(T)$ při p_s .

3.1.4 Tepelně-hydraulický model

Kvůli celkově nižší výpočetní náročnosti a přehlednosti je pro účely kompozitního modelového systému adaptován maticový přístup, který je dále v rámci vývoje obohacený o zpracování výsledků dle postupu metody buněk. Výše popsany vývoj modelu trubkového svazku s křížovým tokem, který by zohledňoval vliv nerovnoměrné distribuce toku, byl však zaměřen právě na stanovení distribuce teplot, resp. lokální hodnoty přeneseného tepla. Samotný AMM však neřeší hydraulickou část výpočtů výměníku tepla ani stanovení součinitele prostupu tepla U , NTU atp., nýbrž je bere jako známé hodnoty. Tepelně-hydraulický základ modelu ve své aktuální podobě vychází z tradičních globálních výpočtových postupů, které lze nalézt např. v publikaci *Heat Exchanger Design Handbook* (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 tepelně-hydraulického výpočtu jsou pak v druhém kroku diskretizovány, aby je následně mohl využít AMM ve své proceduře. AMM pracuje s rovnoměrným rozložením teplosměnné plochy a také s konstantní hodnotou součinitele prostupu tepla 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 $P_{1,i}$.

Následující výzkum bude zaměřen na podrobnější rozpracování hydraulické části výpočtu a

větší provázanosti s řešením přenosu tepla. Další zpřesnění výsledků by také mohla přinést redukce předpokládaných zjednodušení (např. konstantní hodnoty U ve všech uzlech), nicméně tento krok by znamenal netriviální nárůst počtu výpočetních operací. Proto bude nezbytná důkladná analýza, zda by se jednalo o efektivní zpřesnění výsledků a nikoli pouze o navýšení výpočetní náročnosti vyvíjeného modelu.

V rámci budoucího rozvoje modelu trubkového svazku s křížovým tokem, který zohledňuje distribuci toku obou pracovních látek, se otevírá řada možností jak rozšířit jeho aplikační sféru. Kromě již zmíněného postupného rozšíření knihovny konfigurací geometrií a materiálových vlastností se jedná např. o zahrnutí intenzifikačních prvků v trubkovém i mezitrubkovém prostoru, případně o rozšíření aplikace této metody i na zařízení se změnou fáze některého média. V obou těchto případech se však jedná o krok nad rámec původního účelu modelu, proto jsou nezbytné zásadní úpravy a doplnění stávajícího modelu.

3.2 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. Současně se požadoval i snadný transfer výpočtového modelu do výuky studentů magisterského oboru. Z těchto důvodů byly (z dostupných modelů diskutovaných v kapitole 2.3) zvoleny k dalšímu zpracování modely vycházející z prací (Bajura, 1971), resp. (Bajura & Jones, 1971) a (Bailey, 1975).

První dva modely lze formulovat pomocí diferenciální rovnice (3.17) popisující distribuci v hlavních kanálech výměníku tepla (v distributoru nebo kolektoru u modelu Bajury, případně i v kompletním distribučním systému typu „U“ a „Z“ u modelu Bajury & Jonese). Výsledkem je pak vždy funkce, která kontinuálně vyjadřuje průběh normalizovaného průtoku v hlavním kanále $Q_N(x)$, tj. poměr aktuálního průtoku v kanále $Q(x)$ ku vstupnímu průtoku Q_{in} .

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \Phi_1 Q_N(x)^2 + 2\Phi_2 Q_N(x) + M_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + M_2 \frac{d}{dx} Q_N(x) = \Phi_2 \quad (3.17)$$

Proměnná x zastupuje bezrozměrnou vzdálenost od vstupu do hlavního kanálu (3.18). Zde je nutné poznamenat, že oba modely pracují s konstantní roztečí odtokových (dílčích) větví s , čemuž odpovídá celková funkční délka distributoru (L_D) či kolektoru (L_C) mezi vstupem a slepým koncem komory. Dalším předpokladem je shodná délka obou komor, jedná-li se o kompletní distribuční systém (distributor, n dílčích větví, kolektor), tedy $L_D = L_C = s \cdot n$.

$$x = \frac{L}{L_D} \quad (3.18)$$

V tabulce 3.3 jsou uvedeny doplňkové vztahy² pro výpočet koeficientů, které popisují tření (Φ_1 , Φ_2) a hybnost (koeficienty M_1 , M_2) toku v systému, v němž dochází pouze k rozdělení celkového toku do větví ústících do volného prostoru.

Po dosazení do (3.17) mají tedy matematické modely následující podobu:

- Model Bajury (1971)

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{f_D L_D}{2D_D} \frac{1}{A_r H} Q_N(x)^2 + \frac{2 - \gamma_D}{H} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0, \quad (3.19)$$

²Vystupujícími parametry jsou: poměr průtočných ploch systému, A_r , průměr distributoru, D_D , třecí součinitel v distributoru, f_D , součinitel hydraulického odporu, H , délka distributoru, L_D . Koeficient θ_D koriguje změnu hybnosti tekutiny v distributoru a γ_D zohledňuje nárůst statického tlaku v distribučním systému.

Tabulka 3.3. Vyjádření koeficientů z rovnice (3.17) pro případ dělení toku

Koeficient	Model Bajury (1971)	Model Bajury & Jonese (1976)
Φ_1	$\frac{f_D L_D}{2D_D} \frac{1}{A_r H}$	$\frac{f_D L_D}{2D_D} \frac{A_r^2}{H}$
Φ_2	0	0
M_1	$\frac{2 - \gamma_D}{H}$	$\frac{\theta_D A_r^2}{H}$
M_2	0	0

- Model Bajury & Jonese (1976)

$$\frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + \frac{f_D L_D}{2D_D} \frac{A_r^2}{H} Q_N(x)^2 + \frac{\theta_D A_r^2}{H} Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0. \quad (3.20)$$

Pro prosté dělení toku dále platí okrajové podmínky

$$Q_N(0) = 1 \quad \text{a} \quad Q_N(1) = 0. \quad (3.21)$$

Na rozdíl od předcházejících spojitých modelů vyžadujících 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 měnicí 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 Baileyho modelu podmíněna³ také: (i) nestlačitelností tekutiny; (ii) konstantní teplotou média; a (iii) zanedbáním změny potenciální energie tekutiny.

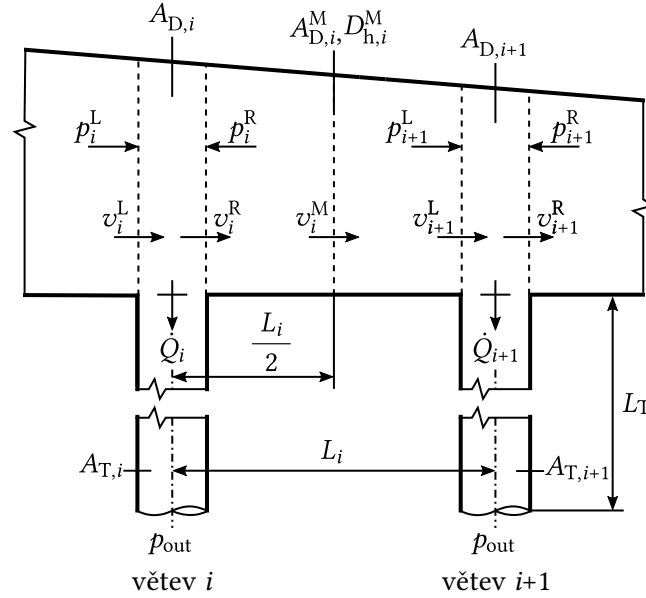
Model (Bailey, 1975) je definován v tlakové formě, přičemž jeden úsek distributoru popisují dvě rovnice. První rovnice (3.22) popisuje změnu tlaku kvůli odtoku tekutiny i -tou větví (jedná se o modifikovanou Bernoulliho rovnici); pomocí této rovnice je zároveň definován součinitel nárůstu statického tlaku $C_{r,i}$ jako poměr statického a dynamického tlaku v i -tém úseku. Druhá rovnice (3.23) kombinuje Bernoulliho rovnici, rovnici kontinuity (zohledňující změnu průtočného průřezu) a Darcyho-Weisbachovu rovnici pro tlakové ztráty vlivem tření v úseku mezi odtokovými otvory. Na výtoku je dále předpokládán konstantní tlak p_{out} pro všechny větve distribučního systému.

$$p_i^R - p_i^L = \frac{C_{r,i}}{2} \rho \left[(v_i^L)^2 - (v_i^R)^2 \right] \quad (3.22)$$

$$p_{i+1}^L - p_i^R = \rho \frac{(v_i^M)^2}{2} (A_{D,i}^M)^2 \left(\frac{1}{A_{D,i}^2} - \frac{1}{A_{D,i+1}^2} \right) - f_i \frac{L_i}{D_{h,i}^M} \rho \frac{(v_i^M)^2}{2} \quad (3.23)$$

Horním indexem L jsou v rovnicích (3.22, 3.23) označeny veličiny (rychlost proudění 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 (3.23) také hustota tekutiny ρ ,

³Stejně zjednodušující předpoklady platí také v případě modelů (Bajura, 1971) a (Bajura & Jones, 1971).



Obrázek 3.8. Schéma i -tého úseku distributoru s nekonstantním průtočným průřezem – převzato z (Fialová & Jegla, 2022)

plocha průtočného průřezu distributoru A_D , součinitel tření f , délka řešeného úseku L a hydraulický průměr distributoru D_h . Na obrázku 3.8 je ukázáno schéma řešeného úseku distributoru včetně všech uvedených veličin.

Objemový průtok i -tou větví Q_i o průtočném průřezu $A_{T,i}$ je pak určen dle rovnice (3.24) 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.

$$Q_i = A_{T,i} C_{d,i} \left[\frac{2}{\rho} \left(\frac{p_i^L + p_i^R}{2} - \Delta p_{T,i} - p_{out} \right) \right]^{0,5} \quad (3.24)$$

Všechny tyto matematické modely pracující s nejjednodušší možnou úlohou, tj. distributorem s jednou řadou větví ústících do volného prostředí, byly podrobeny další analýze. Přestože se totiž v případě spojitých modelů (Bajura, 1971), resp. (Bajura & Jones, 1971) jedná o navazující práce (včetně citací výsledků měření), jsou z rovnic (3.19, 3.20) patrné výrazné rozdíly těchto dvou modelů. V případě distribučního modelu (Bailey, 1975) bylo nezbytné ověřit vliv zahrnutí tlakových ztrát laterálních větví na predikovanou distribuci toku, neboť původní práce předpokládaly výtok přímo z tělesa distributoru. Dále měl být také posouzen výsledek predikce, je-li zanedbán výtokový součinitel C_d . Chování všech distribučních modelů za různých podmínek bylo proto předmětem studie v navazující podkapitole.

3.2.1 Analýza chování analytických modelů distribuce toku a její důsledky

I když oba modely (Bajura, 1971) a (Bajura & Jones, 1971) splňují hlavní požadavky kladené na analytický model (rychlé obdržení výsledků a jednoduché propojení s dalšími modely KMS), mají

také nevýhody, mezi nimiž je nejvýznamnější závislost na empirických parametrech. Pro tyto empirické koeficienty existují určitá doporučení (intervaly hodnot jsou definovány v obou původních pracích), nicméně chybí bližší informace o jejich ladění.

Zásadní je pak zcela rozdílné pojetí závislosti na jednom z hlavních geometrických parametrů, kterým je podíl průtočných ploch systému A_r . Ten je stanoven jako podíl součtu průtočných ploch všech dílčích větví, tj. nA_T , a vstupní plochy hlavního kanálu (v tomto případě⁴ A_D). Pro lepší názornost vlivu změny geometrických parametrů distribučního systému se často používá vyjádření A_r pomocí průměrů hlavních kanálů D_D a dílčích větví D_T

$$A_r = \frac{nD_T^2}{D_D^2}. \quad (3.25)$$

Z těchto důvodů bylo rozhodnuto o experimentálním ověření funkce analytických modelů, avšak ještě před vlastním fyzikálním experimentem, který měl pomoci identifikovat přesnější model, byla provedena citlivostní studie, jež byla zveřejněna také v článku (Fialová & Jegla, 2021). Pro jednoduchost zápisu jsou dále v textu označeny základní modely (Bajura, 1971), resp. (Bajura & Jones, 1971) označeny jako „model B“, resp. „model BJ“.

Základ testovaného distribučního systému tvořil hlavní kanál o průměru 30 mm a délce 300 mm, v němž proudí voda o rychlosti $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. V obou modelech vystupuje také součinitel tření f_D , který byl stanoven na základě Reynoldsova čísla ($Re \approx 30\,000$) a drsnosti povrchu komory distributoru pomocí Churchillovy aproximace (Churchill, 1977) na 0,03. Protože se predikce rozdělení toku při hodnotě $A_r = 1,00$ shodují u obou testovaných modelů B a BJ, byla tato hodnota nastavena jako výchozí. Nižší hodnoty A_r se obvykle vyskytují např. u solárních kolektorů, které mají nižší počty dílčích větví (viz např. solární kolektory s $A_r = 0,5$, které analyzovali García-Guendulain et al., 2020). Naopak u procesních trubkových výměníků tepla nejsou výjimečné hodnoty A_r okolo 2, 3 (např. 2,1 u přehříváku páry, který analyzoval Nađ et al., 2020). Jako krajní hodnoty testovaného souboru A_r byly proto vybrány 0,25 a 3,00, jak ukazuje tabulka 3.4.

Dalším klíčovým faktorem je hydraulický odpor samotného větvení H . Zde má vliv kromě průměru větve D_T a její délky L_T také materiál a jakost jeho povrchu (součinitel tření f_T), charakter ústí (předsazené, ostré, zkosené apod.), případně prvky způsobující místní ztráty (např. clony, kolena, měřicí zařízení atd.). V případě tohoto koeficientu se již funkční závislost distribuce toku shoduje u obou modelů B a BJ, zároveň se ale také jedná o parametr, u něhož se dá předpokládat největší rozpětí hodnot u reálných zařízení. Tomuto předpokladu odpovídá největší rozsah hodnot H testovaných v rámci citlivostní studie, viz tabulka 3.4. Výchozí hodnota H odpovídá hydraulickému odporu silikonové trubky o průměru 8 mm a délce 1,55 m, s ostrým ústím a volným výtokem do prostředí o atmosferickém tlaku, v níž proudí voda přibližně rychlostí $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Situaci komplikují také další dva různé empirické koeficienty, γ_D a θ_D , zmíněné v rovnicích (3.19, 3.20), jejichž výchozí hodnota je volena ve shodě s doporučením autorů v příslušných člancích (Bajura, 1971; Bajura & Jones, 1971). Výslednou hodnotu obou koeficientů lze ovlivnit jen obtížně, neboť zohledňují kromě vlivu geometrie (průtočné průřezy distributoru a dílčích větví, rozteč trubek a další) také vliv vlastních rychlostních poměrů v distribučním systému (poměr rychlosti proudění látky v distributoru a v dílčí větvi, velikost jednotlivých složek rychlosti proudění v dílčí větvi), které jsou předmětem predikce.

Vliv jednotlivých parametrů na predikci provedenou pomocí distribučních modelů B a BJ byl zkoumán vždy samostatně, zatímco hodnoty zbývajících parametrů odpovídaly výchozímu nastá-

⁴Pakliže uvažujeme prosté dělení toku (systém sestávající z distributoru a dílčích větví) nebo uzavřené distribuční systémy „U“ a „Z“, platí zde uvedená rovnice (3.25). U systému, který se skládá pouze z dílčích větví a kolektoru (typicky např. systémy odvětrávání budov), je nutné využít průtočnou plochu kolektoru A_C .

Tabulka 3.4. Soubory hodnot parametrů distribučního systému testované citlivostní studií. Hodnoty výchozího nastavení příslušného parametru jsou označeny podtržením – adaptováno (Fialová & Jegla, 2021)

Parametr	Testované hodnoty	Obrázek
A_r	0, 25; 0, 50; 0, 75; <u>1, 00</u> ; 1, 25; 1, 50; 1, 75; 2, 00; 2, 50; 3, 00	3.9(a),(b)
H	1; 1, 68; 2; 2, 68; 3; 3, 68; 4; 4, 68; 5; 6; 7; 8; 9; 10; 12, 5; 15	3.9(e),(f)
θ_D	1, 00; 1, 01; 1, 02; 1, 03; 1, 04; <u>1, 05</u> ; 1, 06; 1, 07; 1, 08; 1, 09; 1, 10	3.9(c)
γ_D	0, 90; 0, 91; 0, 92; 0, 93; <u>0, 94</u> ; 0, 95; 0, 96; 0, 97; 0, 98; 0, 99; 1, 00	3.9(d)

vení popsanému výše. Graficky jsou predikovány průběhy rozdělení toku v distribučním systému znázorněny na následujících grafech na obrázku 3.9. Výsledky citlivostní studie jasně ukazují, že důležitou roli ve výsledném rozdělení toku hraje parametr A_r . Dominantní vliv tohoto parametru na distribuci toku, který byl pozorován u výsledků modelu BJ, zmiňují ve svých publikacích např. také García-Guendulain et al. (2020) nebo Jones & Lior (1994). Naopak v případě modelu B výsledky ukazují, že je vliv A_r sice důležitý, avšak výsledný efekt nijak nevyčnává nad dopady ostatních testovaných parametrů H a γ_D v rámci testovaných souborů hodnot.

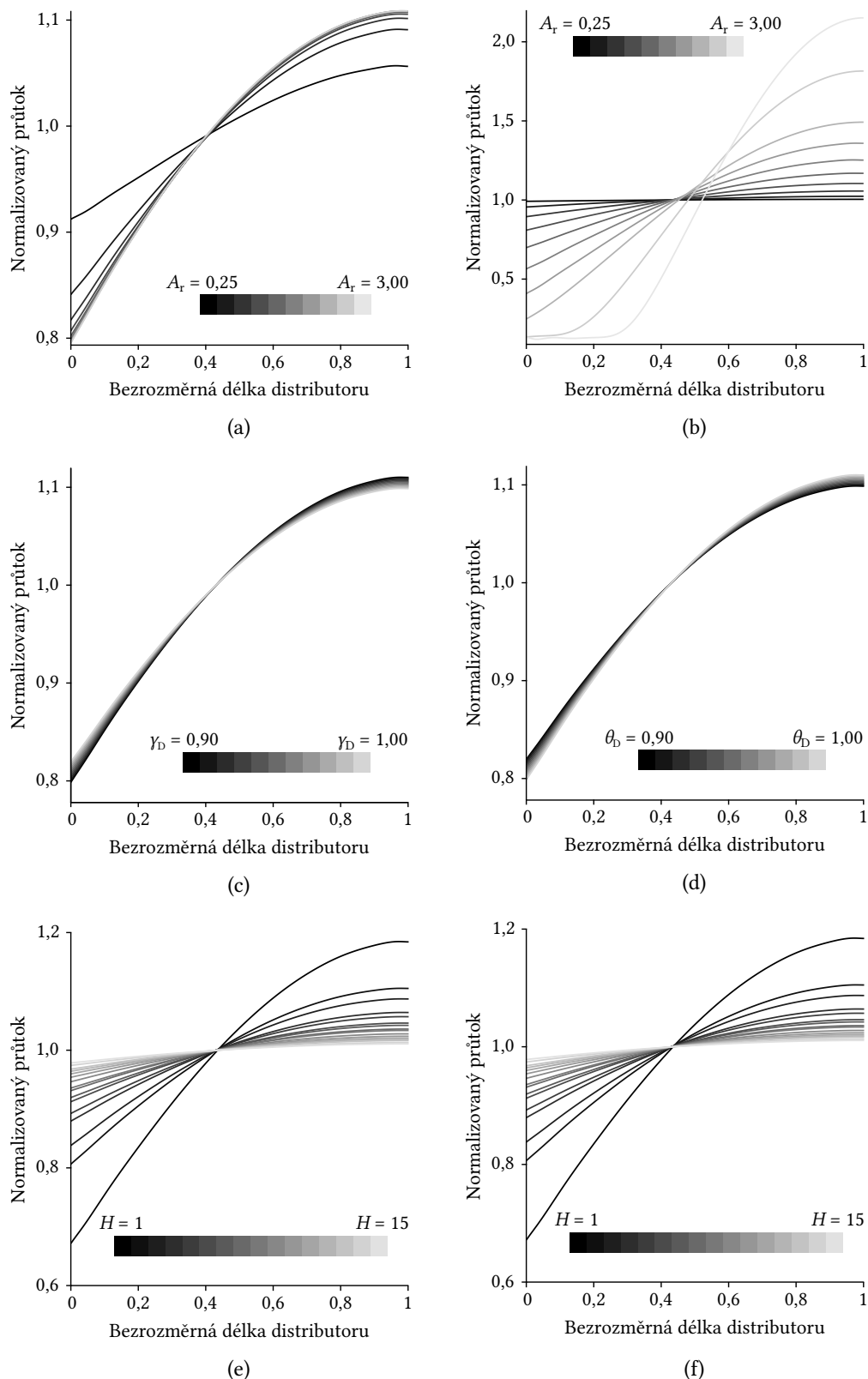
Pakliže způsobují dílčí větve výraznou tlakovou ztrátu (z důvodů, jako je vyšší počet chodů média v trubkách, relativně malý hydraulický průměr větví v poměru k jejich délce apod.), která je zohledněna odporovým součinitelem H , distribuce látky v odtokových větvích se blíží ideálnímu rovnoměrnému stavu. Naopak při základním nastavení H dosahují extrémy odchylek průtoků až 20 % od průměrné hodnoty průtoku dílčí větví.

Jako poslední byly testovány empirické parametry γ_D modelu B a θ_D modelu BJ. Z obrázku 3.9(c) je patrné, že nižší hodnoty součinitele nárůstu statického tlaku γ_D , které se pojí s poklesem axiální složky rychlosti, a tedy i vyšším přírůstkem statického tlaku v distributoru, znamenají také méně rovnoměrné rozdělení látky odtékající dílčími větvemi. U druhého modelu má identický efekt rostoucí hodnota hybnostního součinitele θ_D (obrázek 3.9(d)). V rámci testovaných souborů hodnot lze vhodnou volbou γ_D a θ_D manipulovat s průtoky v krajních větvích v rozmezí 2 % průměrné hodnoty průtoku dílčí větví. Pomocí těchto součinitelů lze tedy pouze doladit finální predikci s ohledem na naměřená data.

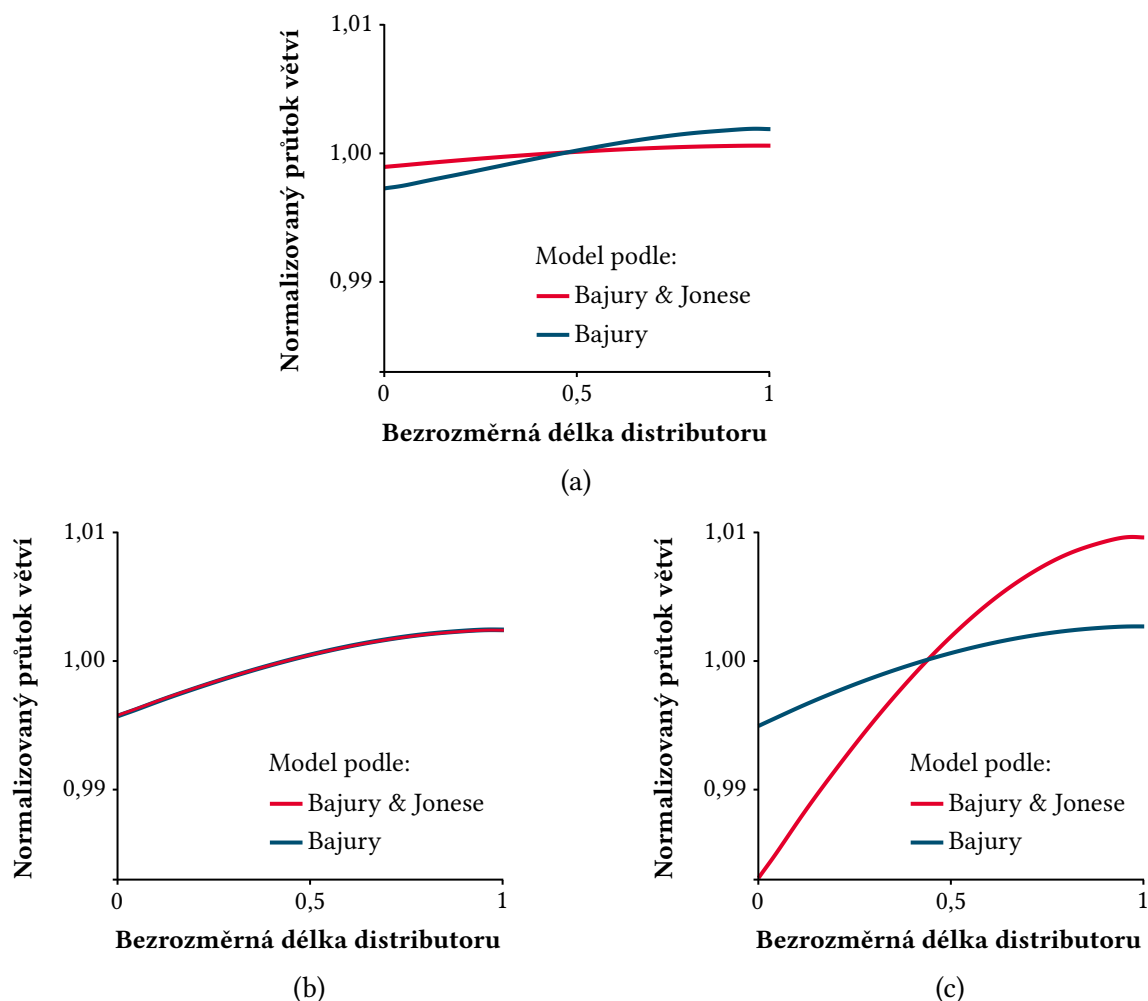
V návaznosti na rozbor funkčních závislostí ve výše popsané studii byly navrženy tři geometrie reprezentující distribuční systémy s A_r 0,5, 1,0 a 2,0. Při srovnání rozdělení toku v těchto systémech lze očekávat postupnou degradaci distribuce, jako ukazuje obrázek 3.10, přičemž lze očekávat, že data z měření poskytnou dostatečný kontrast pro rozhodnutí o vhodném analytickém modelu.

Představený algebraický model byl testován pouze na příkladu distribučního systému s $A_r = 1,0$, v němž proudí voda rychlostí $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. U tohoto modelu byl zkoumán vliv tlakových ztrát způsobených prouděním v laterálních větvích (o délce 0,05 m nebo 1,85 m) a vliv výtokového součinitele C_d na výslednou predikci distribuce toku. Obrázek 3.11 zobrazuje výsledné trendy distribuce,

1. není-li délka trubek vůbec zahrnuta do výpočetní procedury (tato varianta odpovídá původnímu modelu (Bailey, 1975), který je v grafu na obrázku 3.11 znázorněn křivkou 1);
2. není-li délka trubek vůbec zahrnuta do výpočetní procedury a navíc je zanedbán i výtokový součinitel (křivka 2);
3. je-li délka trubek zahrnuta do výpočetní procedury (formulace výtoku prezentovaná rovnicí (3.24) v předcházející části 3.2), přičemž je uvažována délka trubek 0,05 m (křivka 3);
4. je-li délka trubek zahrnuta do výpočetní procedury, přičemž je uvažována délka trubek 1,85 m



Obrázek 3.9. Výsledky citlivostní studie: (a) závislost modelu B na A_r ; (b) závislost modelu BJ na A_r ; (c) závislost modelu B na γ_D ; (d) závislost modelu BJ na θ_D ; (e) závislost modelu B na H ; (f) závislost modelu BJ na H — adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)



Obrázek 3.10. Nepříznivý vliv zvyšujícího se poměru ploch na dělení toku do odtokových větví podél distributoru: (a) $A_r = 0,5$; (b) $A_r = 1,0$; (c) $A_r = 2,0$

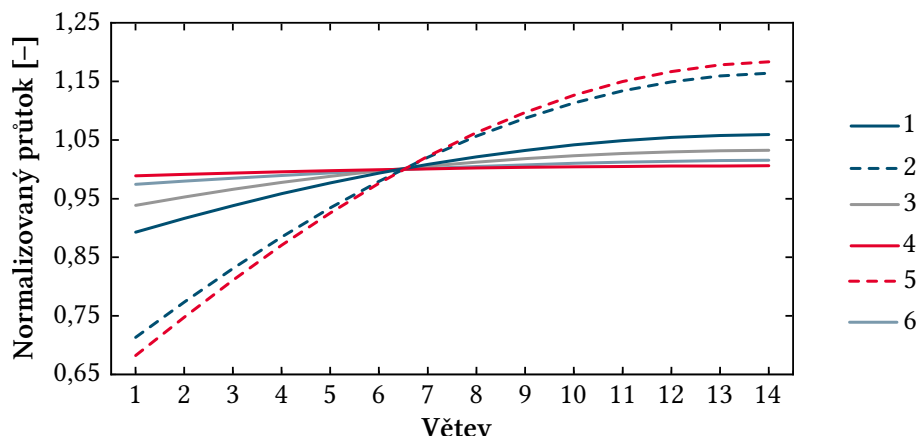
(křivka 4);

5. je-li délka trubek (1,85 m) zahrnuta do výpočetní procedury, ale je zanedbán výtokový součinitel (křivka 5).

Křivka 6 potom znázorňuje pro srovnání predikci modelu BJ pro totožný systém s délkou větví 1,85 m.

Ze zobrazených křivek je jasné patrné, jak významný dopad na predikované výtoky má součinitel C_d , který modifikuje základní rovnici kontinuity v rámci (3.24). Výtokový součinitel významně oploštuje trend rozdělení tekutiny do jednotlivých větví – při srovnání variant 4 a 5, které se liší pouze (ne)zahrnutím C_d , činí relativní rozdíly v krajních větvích 31 % a téměř 18 %. Rozdíly mezi původní formulací (Bailey, 1975) a zde prezentovaným modelem pak činí až 10 % (opět lze největší rozdíl pozorovat u první větve systému). Výsledky jednotlivých variant algebraického modelu také ukazují, že nelze zanedbat vliv laterálních větví.

Oproti predikci modelu BJ předpokládá nejpodobnější algebraický model menší nerovnoměrnost distribuce toku – model BJ předpokládá $RSD = 1,32$ %, zatímco algebraický model pouze 0,55 %. Konečné rozhodnutí, který model funguje lépe a poskytuje spolehlivější výsledky, je však možné



Obrázek 3.11. Predikce distribuce toku získaná různými variantami algebraických modelů a diferenciálním modelem BJ

učinit až po validaci pomocí experimentálních dat.

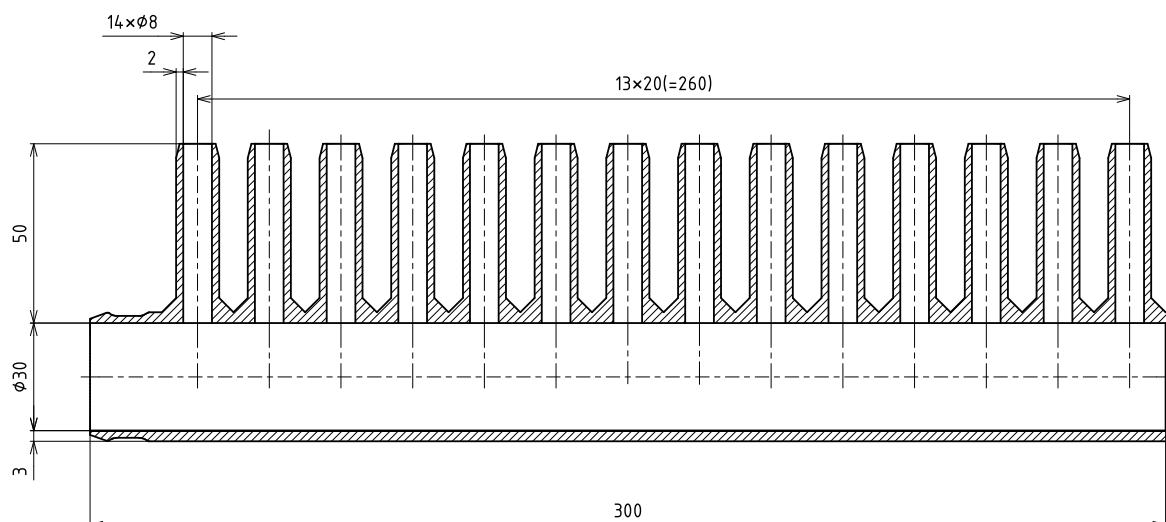
3.2.2 Experimentální ověření modelů distribuce toku

Základním požadavkem experimentálního ověření distribučních modelů byla jednoduchost provedení (tedy i nízké investiční náklady) s využitím stávajícího vybavení a zázemí Laboratoře energeticky náročných procesů NETME centra (Nové technologie pro strojírenství) a Ústavu procesního inženýrství. Poměrně velká členitost testovaných distribučních systémů a malé průměry dílčích kanálů jsou faktory, které značně omezují výběr vhodné měřicí techniky. Pro měření průtoků v jednotlivých trubkách byly proto zvoleny dvě metody – objemová metoda (měření prostřednictvím kumulativních průtoků, jehož výsledky byly prezentovány⁵ v práci Fialová & Jegla, 2021.) a rychlostní metoda (měření prostřednictvím plovákových průtokoměrů).

Jako výchozí modelový systém byl zvolen jednořadý distributor se 14 větvemi, které byly rozmístěny rovnoměrně s roztečí 20 mm. S průměrem distributoru 30 mm a průměrem odtokových větví 8 mm odpovídá distribuční systém situaci $A_r \approx 1,0$. Relativní délka hlavního kanálu (poměr L/D) činila 10, což společně s poměrně malými roztečemi trubek (0,67 průměru hlavního kanálu) tlumí vliv tření tekutiny v distributoru a zároveň tato kombinace umocňuje nerovnoměrnost rozdělení toku v trubkách (Jones & Lior, 1994). Na obrázku 3.12 je znázorněno schéma experimentálního modelu s označením „n14“, doplněné o základní geometrické údaje. Ze schématu je jasně patrné spojení komory distributoru s krátkými úseky odtokových větví o délce 50 mm. K těmto krátkým „náustkům“ trubek byly dále připojeny polyuretanové hadice vedoucí k měřicím prvkům.

Další distribuční systémy s $A_r \approx 0,5$, resp. $A_r \approx 2,0$ měly 7, resp. 27 dílčích větví (odtud označení systémů „n07“, resp. „n27“). Zachovány byly průměry větví i hlavního kanálu a také relativní délka hlavního kanálu viz příslušná schémata na obrázcích 3.13 a 3.14. Přestože se jedná o velmi

⁵Celkem se experimentálnímu ověření distribuce toku v jednoduchých systémech věnovaly tři práce. Základní analýza distribuce toku u systému „n14“ byla provedena v práci (Fialová & Jegla, 2019a). V této práci bylo provedeno srovnání pouze diferenciálních 1D modelů a experimentálních dat. V navazující práci (Fialová & Jegla, 2020) již byly doplněny i výsledky CFD simulací pro systémy „n07“ a „n14“. Nejkomplexnější porovnání predikcí 1D modelů, CFD analýz a naměřených dat u všech testovaných systémů „n07“, „n14“ a „n27“ bylo uvedeno v publikaci Fialová & Jegla, 2021. Vývojem prošel také proces aditivní výroby experimentálních distributorů; v této dizertační práci je prezentován optimalizovaný postup 3D tisku i následného opracování dílů.



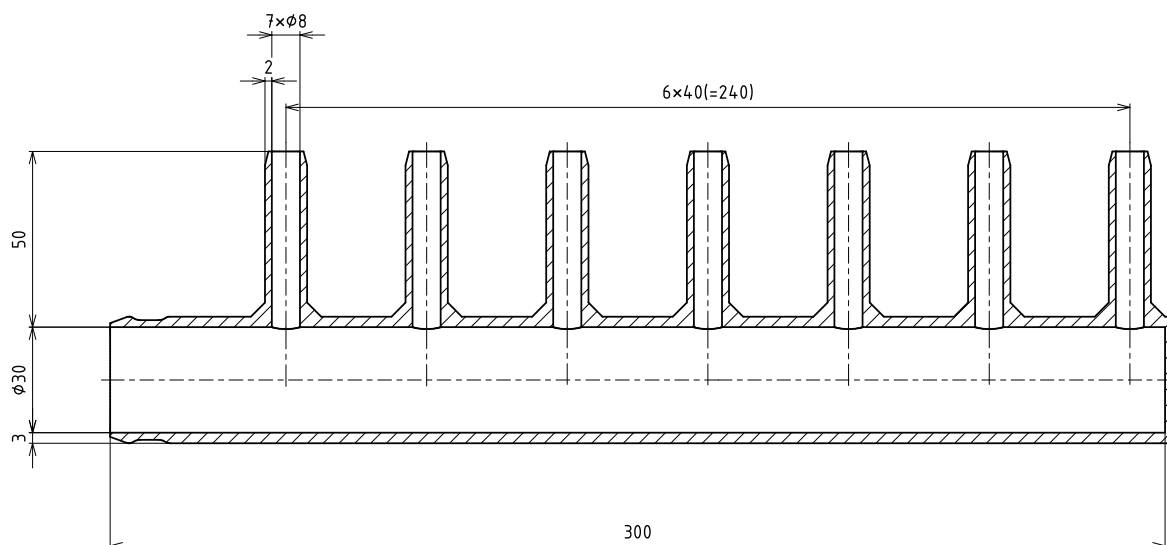
Obrázek 3.12. Schéma distributoru „n14“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

jednoduché geometrie, stěžejní bezrozměrné parametry těchto modelů (L/D , A_r) se shodují s těmi, se kterými se lze setkat u průmyslových zařízení.

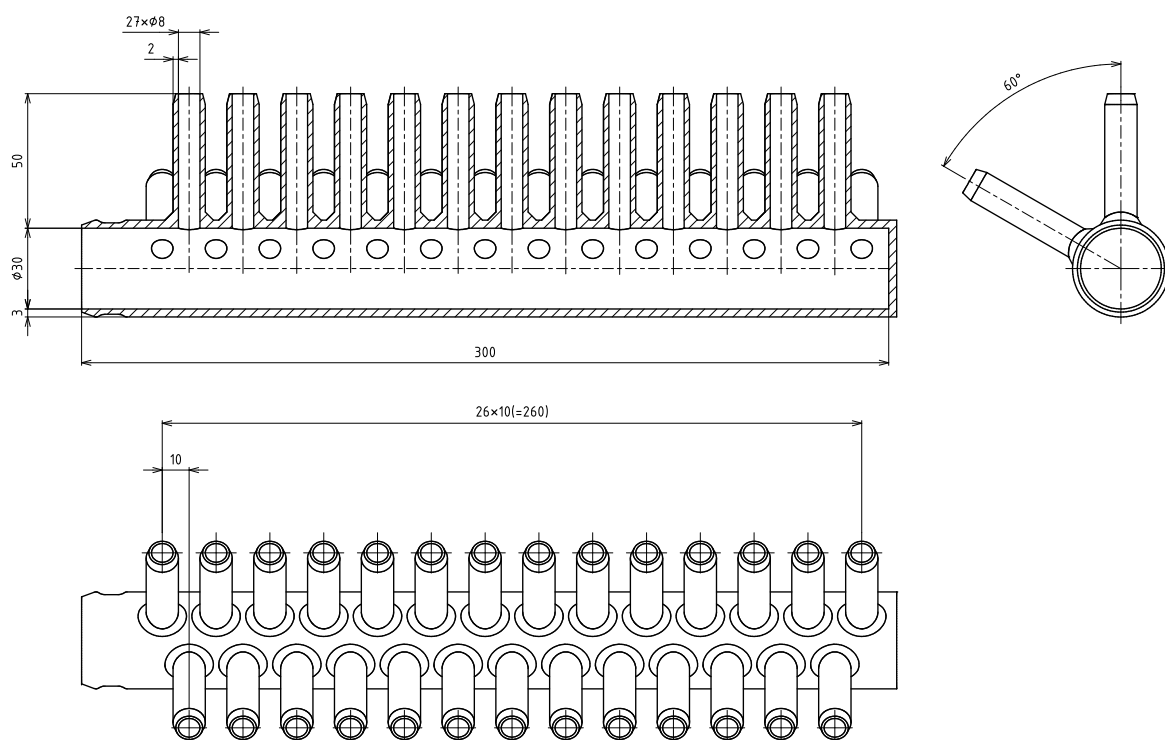
Experimentální distributory byly aditivně vyrobeny technologií *Fused Deposition Modelling* (FDM) z materiálu ABS (akrylonitrilbutadienstyren) na 3D tiskárně Trilab DeltiQ XXL (TriLAB Group s.r.o., Brno, ČR). Hlavní výhodou tohoto stroje je tiskový prostor o průměru 250 mm a výšce 800 mm, díky němuž bylo možné vyrobit distributory ve svislé poloze (viz obrázek 3.15(a)). Přestože je ABS odolný (mechanicky i teplotně) a houževnatý materiál, kvůli náchylnosti na změnu teploty (během samotného tisku, jak materiál chladne) má tendenci ke smršťování a kroucení (Materialpro3D.cz, 2022). Kvůli maximální možné redukci deformace výsledných dílů byla kromě běžného předehřevu podložky a vyšší ambientní teploty během tisku (Prusa Research, 2022) provedena také optimalizace polohy dílu při tisku. Podélná osa hlavního kanálu svírala při výrobě se směrem tisku úhel 10° , což pomohlo eliminovat vznik vad vnitřního povrchu a minimalizovat zbytková napětí v materiálu (Fialová & Jegla, 2021).

Data pro tisk byla připravena v softwaru Simplify3D(R) 4.1.2 (Simplify3D, Cincinnati, OH, USA). Výška vrstvy byla nastavena na 0,12 mm, 10 plných spodních vrstev, 10 plných horních vrstev a počet perimetrů na 8. Díky tomu bylo ve většině dílů dosaženo bez využití výplně hustoty téměř 100 %. Doba tisku distributoru se lišila od 29 h 28 min v případě distributoru „n07“ až po 53 h 25 min potřebných pro tisk distributoru „n27“ (Fialová & Jegla, 2021). Po aditivní výrobě dílů byly odstraněny vnitřní i vnější podpory dílčích větví a obroben jejich vnitřní povrch. Jelikož není ABS obecně doporučen pro dlouhodobé vystavení nadměrné vlhkosti (Materialpro3D.cz, 2022), byl vnější povrch distributorů navíc naleptán acetonem. Poté byla provedena zkouška vodotěsnosti, během které byly distributory naplněny vodou po dobu 3 h. Za celou dobu zkoušky nebyl zpozorován únik tekutiny skrz povrch vytištěných distributorů, zvolená tisková strategie tedy zajistila mimo dostatečné tuhosti dílů také jejich vodotěsnost (Fialová & Jegla, 2021).

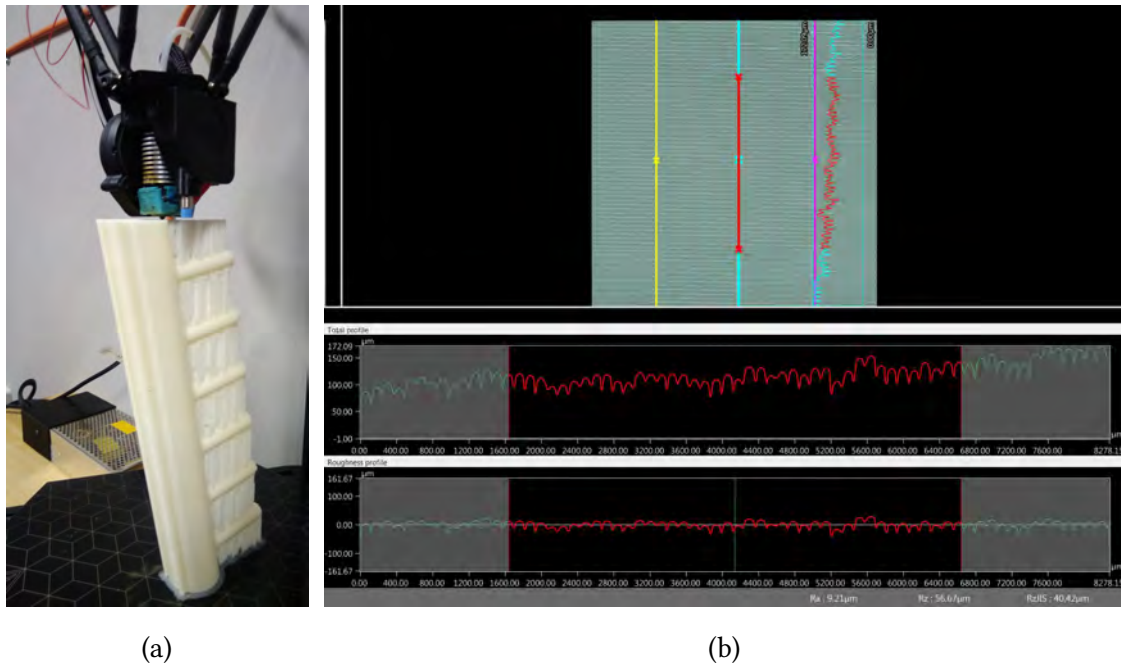
Orientace tisku významným způsobem ovlivňuje kvalitu tištěného povrchu, proto byl kontrolován vnitřní povrch v hlavním kanálu a v trubkách zvlášť. Měření drsnosti bylo provedeno na digitálním mikroskopu Keyence VHX 6000 (Keyence International NV/SA, Mechelen, Belgie). Pro oba typy ploch byly provedeny tři měření profilu na vzorkovací přímce, přičemž ta byla vedena vždy kolmo k tištěným vrstvám, jak ukazuje příklad z měření na obrázku 3.15(b). Výsledné hod-



Obrázek 3.13. Schéma distributoru „n07“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)



Obrázek 3.14. Schéma distributoru „n27“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)



Obrázek 3.15. (a) Aditivní výroba distributoru „n07“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021); (b) Liniové měření drsnosti povrchu v komoře distributoru „n07“. Maximum R_z bylo při tomto měření mírně vyšší (56,67 μm) než průměrná hodnota – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

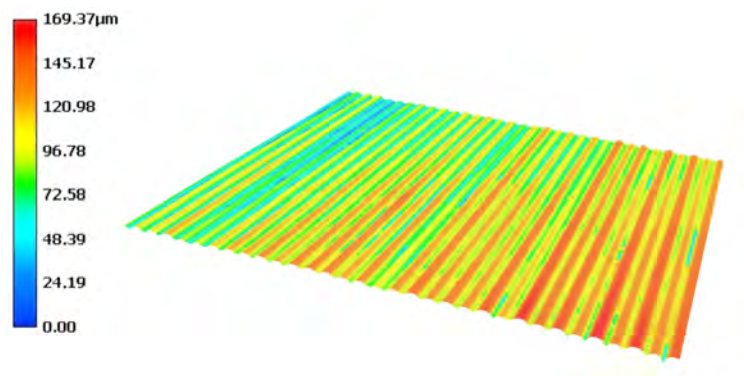
noty drsnosti povrchu uvedené dále jsou pak průměrem ze všech tří měření.

Protože se jedná v obou případech o zakřivené plochy, nelze brát maximální rozdíly výšky povrchu (viz snímek topografie povrchu na obrázku 3.16) za relevantní hodnoty drsnosti povrchu. Aby mohla být drsnost adekvátně vyhodnocena, je nutné před měřením eliminovat zakřivení ploch pomocí filtrů, které pracují nejlépe ve středu zvoleného intervalu, zatímco okrajové části plochy zůstávají mírně zakřiveny. Extrémy (maxima i minima) v okrajových částech tedy nemohou být zohledněny a výsledné hodnoty absolutní drsnosti povrchu, R_z , se zjišťují na srovnané části ve středu plochy. Díky popsané orientaci tisku a následnému opracování distributorů bylo dosaženo R_z v hlavním kanále 53,83 μm a 33,98 μm v odtokových trubkách.

První zvolenou metodou měření nerovnoměrné distribuce toku bylo zjištění kumulativního průtoku. Jedná se o velmi jednoduché měření množství tekutiny ve sběrných nádobách při ustáleném vstupním průtoku po dobu přibližně 90 s. Další výhodou je možnost získat informace o dělení toku látky v systému s velmi malým hydraulickým odporem větvení, který je jedním z dominantních faktorů ovlivňujících distribuci toku. Hlavní nedostatek této metody spočívá v obtížném stanovení nejistoty měření. Kvůli eliminaci chyb bylo měření rozděleno do dvou samostatných setů po třech opakováních. V rámci každého experimentálního sestavení bylo tedy měření opakováno celkem šestkrát; výsledné hodnoty průtoků v jednotlivých větvích jsou průměrnou hodnotou z těchto měření.

Základní schéma sestavení trasy pro měření kumulovaných průtoků je znázorněno na obrázku 3.17(a). V tomto zjednodušeném diagramu potrubí a instrumentace (*Piping and Instrumentation Diagram*, dále jen P&ID) je zobrazeno zapojení experimentálního distributoru „n07“. Fotografie na obrázku 3.17(b) pak zachycuje přípravu sestavení se zapojením distributoru „n27“.

Druhá metoda měření vyžadovala instalaci plovákových průtokoměrů, jak je znázorněno na



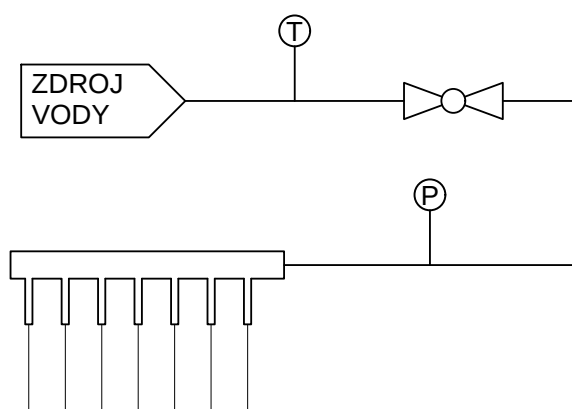
Obrázek 3.16. Topografie povrchu v hlavním kanálu distributoru „n14“; absolutní drsnost je barevně odstupňována od modré odpovídající 0 μm po červenou odpovídající 169,37 μm (krajní hodnoty jsou zkreslené kvůli zakřivení povrchu komory) – převzato (Fialová & Jegla, 2021)

zjednodušeném P&ID 3.18(a) a na fotografiích na obrázku 3.18(b) a (c). Tato metoda umožňuje získat spolehlivější data, nicméně plovákové průtokoměry jsou významným zdrojem tlakové ztráty (zohledněna ve vysoké hodnotě součinitele H), a proto lze předpokládat při jejich využití rovnoměrnější distribuci toku. Použitím plovákových průtokoměrů však lze zároveň simulovat tok látek v procesních výměnících tepla, které kromě vysoké relativní délky trubek (běžně L/D dosahuje hodnot 70, či 100) obsahují také různé prvky místních ztrát.

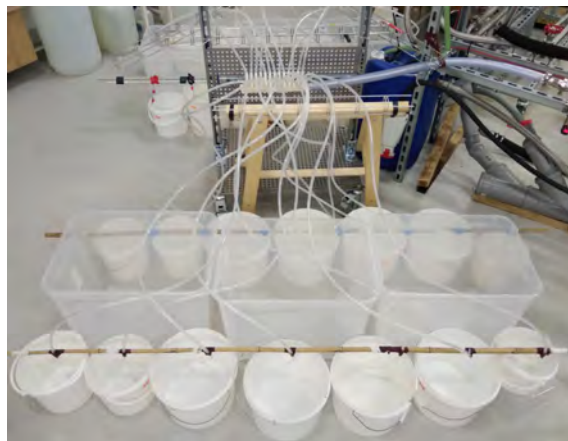
Díky jednoduššímu zjištění dílčích průtoků bylo také možné snáze ověřit jeden ze základních předpokladů z literatury (Jones & Lior, 1994), tj. že distribuce toku je do jisté míry nezávislá na vstupním průtoku při turbulentním režimu toku v systému. Zde je nezbytné doplnit, že je klíčové dodržet turbulentní režim nejen na vstupu do hlavní komory, ale i v dílčích větvích. V literatuře se však vyskytují srovnání distribuce toku při plně vyvinutém turbulentním proudění od Reynoldsova čísla $Re \approx 10\,000$ a výše. Cílem prováděného měření bylo proto zjistit chování distribuce toku i při nižších Re_T v trubkách. Provedená parametrická studie vlivu Re_T na úroveň nerovnoměrnosti distribuce látky pracovala s turbulentním režimem proudění v rozmezí $6\,000 < Re_T < 10\,000$. Hodnoty Re_T byly zároveň voleny tak, aby rychlost proudění ve větvích experimentálních distributorů odpovídala rychlosti proudění vody v TP ekonomizérů, pro něž je doporučován rozsah $0,8\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $1,2\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (Dillon et al., 2011).

Je nutné poznamenat, že v rámci druhé varianty měření byl testován pouze systém obsahující 14 trubek.

Instalované měřicí přístroje a rozsah jejich nejistot měření (přepočítané dle údajů výrobců na podmínky měření) jsou uvedeny v tabulce 3.5. V této tabulce jsou shrnuty také provozní podmínky (rozsah měřených hodnot jednotlivých veličin) všech experimentů. Maximální možná dodávka vody z řadu byla $5,5\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ při maximálním tlaku 3,8 bar(g).



(a)



(b)

Obrázek 3.17. Sestavení trasy pro měření kumulovaných průtoků: (a) zjednodušené P&ID pro měření s distributorem „n07“; (b) fotografie z přípravy zapojení distributoru „n27“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

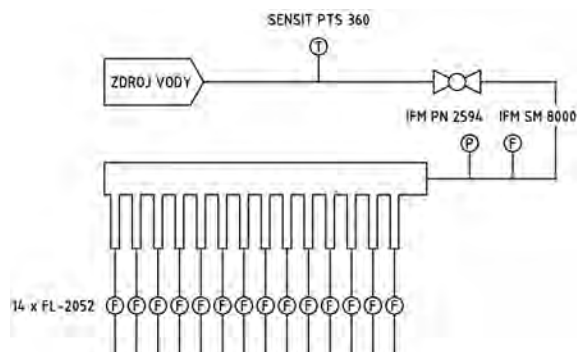
3.2.3 Srovnání experimentálních dat a výsledků analytických a CFD modelů

Základní geometrické parametry testovaných systémů „n07“, „n14“ a „n27“ s nízkým hydraulickým odporem větvení jsou shrnuty v tabulce 3.6, která také uvádí hodnoty empirických koeficientů vyžadovaných modely B a BJ. Rozdíly mezi výchozími a optimalizovanými hodnotami součinitelů γ_D a θ_D se zabývala práce (Fialová & Jegla, 2021). Tabulka 3.6 uvádí již pouze optimalizované nastavení γ_D a θ_D , s nímž byla dosažena nejlepší shoda predikovaného rozdělení tekutiny ve svazku trubek a experimentálně zjištěných hodnot. Všechny analytické modely byly zpracovány v prostředí Maple.

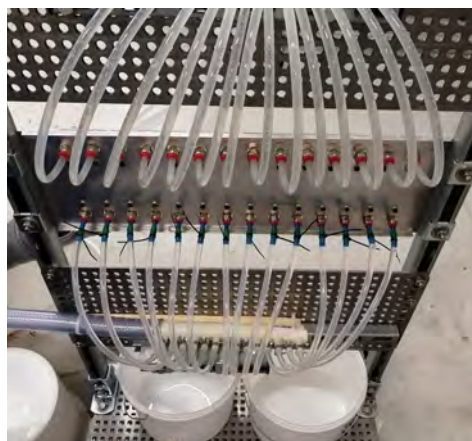
Detailní 3D CFD simulace byly provedeny (včetně přípravy polyhedrální výpočetní sítě) v programu ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2021) s následujícím nastavením:

- *pressure-based solver, absolute velocity formulation, double-precision;*
- *k- ϵ model, enhanced wall treatment;*
- *SIMPLE pressure-velocity coupling, Green-Gauss node based gradient;*
- druhý řád prostorové diskretizace pro tlak, resp. druhý řád *upwind* pro hustotu, hybnost, turbulentní kinetickou energii a rychlost disipace kinetické energie turbulence;
- transientní simulace – implicitní formulace druhého řádu, časový krok dle hodnoty Courantova čísla pro každý model individuálně, minimální doba stabilizace monitorovaných proměnných 40 s.

Co se týče okrajových podmínek na vstupu byl nastaven průtok vody (*mass flow inlet*) tak, aby odpovídal rychlosti proudění $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Jelikož byla voda uvažována jako ideální nestlačitelná tekutina, na výstupních plochách bylo možné nastavit podmínku nulového tlaku (*pressure outlet*). Použitý způsob modelování prostoru v blízkosti stěn neumožňuje pracovat s drsností stěn, proto byla aplikována pouze podmínka *no-slip wall*. Zásadním prvkem modelu bylo zkrácení trubek pomocí porézní přepážky (*porous jump*, dále jen PJ; viz podrobný popis v (ANSYS Inc., 2021), kap. 7.3.21). Vhodnost použití této náhrady je možné ověřit kontrolou rychlostního profilu v trubce, jak ukazuje obrázek 3.19. PJ by neměla ovlivnit charakter toku především na výstupu z trubky, aby nedošlo k ovlivnění výsledků. Snahou je tedy umístit PJ dostatečně daleko od oblasti s vysokými gradienty, jaká se nachází v blízkosti ústí trubky, a zároveň dostatečně daleko od výstupní plochy,



(a)



(b)



(c)

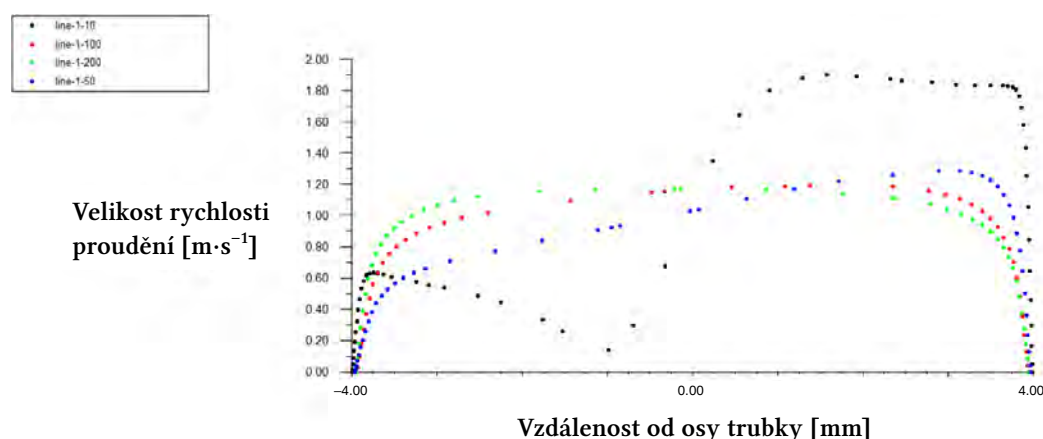
Obrázek 3.18. (a) Zjednodušené P&ID trasy s distributorem „n14“ pro měření průtoků rotametry včetně vyznačení jednotlivých snímačů – upraveno dle (Sýs, 2021); (b) fotografie zapojení experimentálního distributoru; (c) soustava rotametrů

Tabulka 3.5. Provozní podmínky experimentů a nejistota měření použitých přístrojů

Měřená veličina	Provozní podmínky	Instrumentace	Nejistota měření
Objemový průtok na vstupu	16,75–79,31 L·min ⁻¹	IFM SM 8000	±1,06 L·min ⁻¹
Objemový průtok v trubkách	2,40–3,70 L·min ⁻¹	FL-2052	±0,10 L·min ⁻¹
Teplota vody	11,89–23,04 °C	Sensit PTS 360	±0,40 °C
Tlak vody	34,00–82,00 kPa(g)	IFM PN 2594	±2,00 kPa
Tlak vzduchu	97,31–99,33 kPa	COMET T2114	±0,15 kPa

Tabulka 3.6. Základní parametry testovaných distribučních systémů

	n07	n14	n27
n	7	14	27
A_r	0,50	1,00	1,92
f_D	0,28	0,28	0,26
H	7,99	8,12	9,53
γ_D	1,00	0,99	0,90
θ_D	1,00	1,00	1,10



Obrázek 3.19. Rychlostní profil v trubce; PJ byla umístěna ve vzdálenosti 150 mm od ústí trubky, tedy přesně mezi myšlenými úsečkami, na kterých byly zjišťovány profily znázorněné zelenou a červenou barvou.

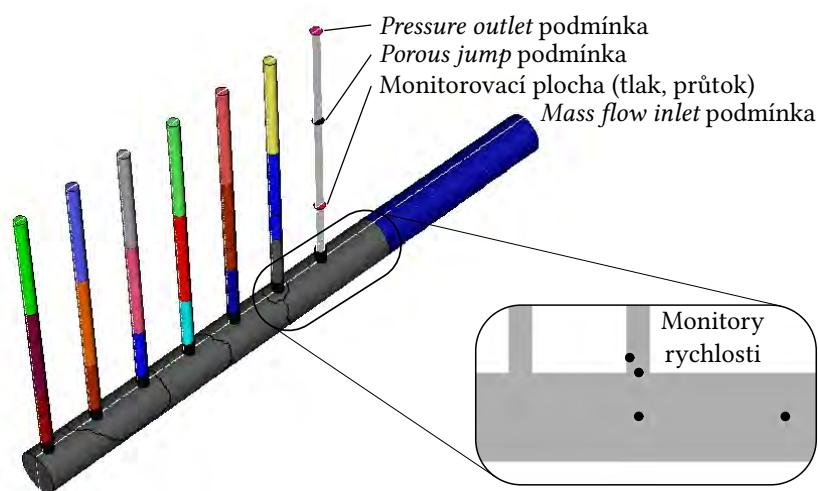
aby mohlo proudění získat zpět turbulentní režim toku (reprezentovaný logaritmickým rychlostním profilem).

Díky úsporám prvků, které přinesly PJ a proměnná hustota výpočetní sítě, bylo možné dosáhnout dobré kvality sítě při relativně nízkém počtu elementů. Finální volba výpočetní sítě byla provedena na základě testu nezávislosti výsledků na počtu prvků u systému „n14“. Testované varianty výpočetní sítě včetně hodnot kritérií kvality a tlakových ztrát jsou uvedeny v tabulce 3.7. Z tlakových ztrát je jasně patrná konvergence k hodnotě $\approx 4\,860$ Pa, proto bylo vybráno nastavení „04“ jako nejlepší kompromis mezi kvalitou sítě a počtem elementů. Na jeho základě byly připraveny také výpočetní sítě systémů „n07“ a „n27“. Nutno také poznamenat, že nejvyšší hodnoty y^+ byly pozorovány u buněk v okolí průtočných průřezů s podmínkou PJ. Celkem tvoří tyto buňky méně než 0,4 % buněk přiléhajících ke stěnám.

Konvergence úloh byla v průběhu řešení sledována prostřednictvím škálovaných reziduí (ANSYS Inc., 2021), přičemž výchozí nastavení hranice konvergence bylo sníženo u stacionárních simulací na 10^{-6} . Cílem tohoto kroku bylo ověřit, zda je možné dosáhnout dostatečně přesných výsledků už stacionární simulací. Dalším způsobem kontroly konvergence byl monitoring hmotnostních průtoků a tlaků v průtočných průřezích uvnitř trubek a sledování hodnoty rychlosti ve vybraných bodech na středové ploše domény. Obrázek 3.20 znázorňující model „n07“ ukazuje umístění moni-

Tabulka 3.7. Test nezávislosti výsledků stacionárních CFD simulací na jemnosti výpočetní sítě – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)

Varianta sítě	Počet prvků	Ortogonalní kvalita	Max. y^+	Tlaková ztráta
01	1 307 882	0,370	4,302	4 856 Pa
02	1 798 130	0,279	3,215	4 830 Pa
03	2 065 477	0,229	2,471	4 827 Pa
04	3 853 820	0,213	1,914	4 686 Pa
05	4 964 027	0,190	1,643	4 682 Pa
06	5 417 477	0,126	1,138	4 683 Pa

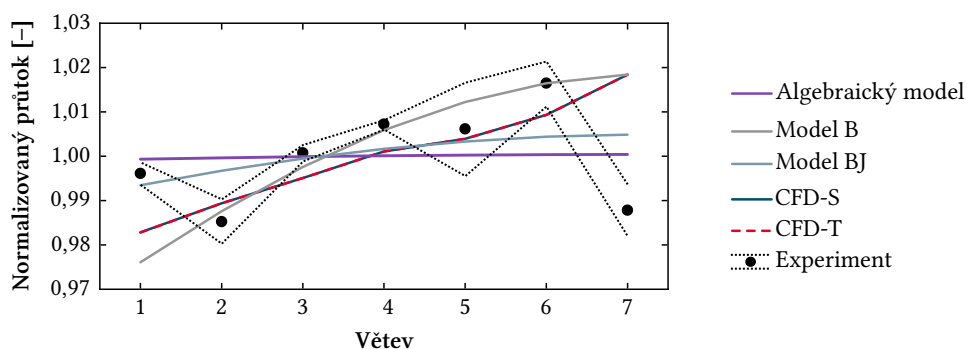


Obrázek 3.20. CFD model „n07“ s vyznačenými monitorovacími plochami a body – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

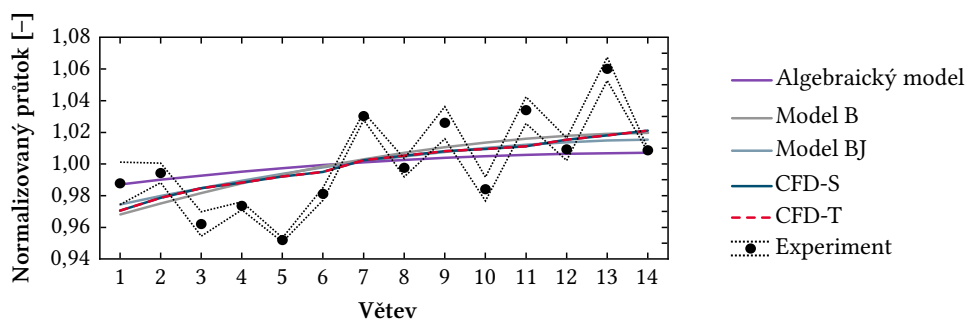
torovacích bodů i ploch a také umístění PJ v trubkách.

Vzhledem k jednoduchosti ovládání měřicí sestavy nebylo možné provést naprosto identická tři měření, proto byly průtoky v dílčích větvích přepočítány na normalizované hodnoty. V této formě budou výsledky dále prezentovány. Predikované trendy distribuce v jednotlivých systémech jsou graficky znázorněny na obrázcích 3.21–3.23 společně s průměrnými hodnotami naměřených průtoků, které jsou doplněny také o intervaly pozorovaných hodnot. Z těchto grafů je jasné patrné, že všechny modelovací přístupy mají potíže s predikcí průtoků v okrajových částech distribučních systémů. Přestože se mohou zdát rozdíly mezi predikovanou a reálně pozorovanou distribucí značné, jedná se o běžný jev, který je reflektován i v literatuře zabývající se měřením a numerickými predikcemi distribuce toku v podobných systémech (např. Facão, 2016, či (Karvounis et al., 2019)).

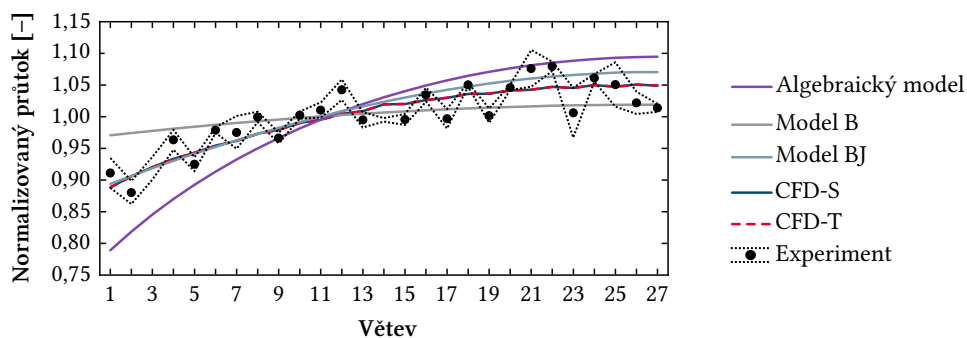
Tabulka 3.8 uvádí hodnoty nerovnoměrnosti toku v testovaných systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví. Maximální hodnoty relativních rozdílů dílčích průtoků jsou zároveň



Obrázek 3.21. Normalizovaný laterální průtok v systému „n07“ s nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 3.22. Normalizovaný laterální průtok v systému „n14“ s nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 3.23. Normalizovaný laterální průtok v systému „n27“ s nízkým hydraulickým odporem větvení

Tabulka 3.8. Nerovnoměrnost toku v systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví. Zkratky CFD-S a CFD-T značí výsledky stacionární a transientní CFD simulace.

	Alg. model	Model B	Model BJ	CFD-S	CFD-T	Experiment
Distribuční systém n07						
RSD, %	0,04	1,46	0,39	1,12	1,12	1,03
NU, %	0,11	4,16	1,14	3,49	3,49	3,07
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	1,59 (6. větev)	3,10 (7. větev)	1,73 (7. větev)	3,10 (7. větev)	3,10 (7. větev)	–
Distribuční systém n14						
RSD, %	0,64	1,72	1,68	1,49	1,49	2,90
NU, %	1,98	5,24	5,14	4,94	4,94	10,19
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	4,77 (5. větev)	4,26 (5. větev)	4,27 (5. větev)	4,23 (5. větev)	4,23 (5. větev)	–
Distribuční systém n27						
RSD, %	9,15	1,50	5,47	4,82	4,82	4,91
NU, %	27,91	4,75	16,49	15,47	15,43	18,45
Max. rel. rozdíl dílčích průtoků, %	13,38 (1. větev)	10,67 (2. větev)	5,58 (27. větev)	3,47 (27. větev)	3,48 (27. větev)	–

doplněny o lokalizaci⁶ extrému.

Z použitých analytických modelů se jako nejvíce univerzální ukázal model BJ, jehož predikce dosáhly nejmenších rozdílů hned u dvou testovaných systémů („n07“ a „n14“). Predikční schopnosti algebraického modelu pak ve srovnání s ostatními přístupy silně zaostávaly u modelu „n27“ s již poměrně hustým svazkem trubek. Vyšších odchylek dosahoval u systému „n27“ také diferenciální model B, který však na rozdíl od algebraického modelu předpokládal takřka rovnoměrné rozdělení tekutiny ve svazku. Naopak velmi dobře model B vystihl rozdělení tekutiny v trubkách 2–6 systému „n07“ s maximálně 0,60% rozdílem oproti naměřeným datům. Tento případ však ukázkově ilustruje výše zmíněný problém s odhady průtoků v krajních větvích distribučních systémů, neboť celkově dosáhl model B nejvyššího součtu odchylek vůči experimentu.

Data ukázala, že při vhodném doladění hodnot vystupujících parametrů mohou výsledky analytických modelů dosáhnout srovnatelně dobré nebo dokonce i lepší shody s experimentálními daty, než je tomu u výsledků CFD simulací. Zároveň je z výsledků patrné, že při důkladné kontrole konvergence stacionární CFD úlohy, je možné docílit v podstatě totožně kvalitních výsledků jako pomocí mnohem náročnějších transientních úloh. Tento zajímavý výstup prezentované studie však bude ještě nezbytné ověřit u simulací členitějších systémů. Avšak i stacionární simulace vyžadovaly k dosažení zkonvergovaného řešení jednotky hodin (bez započítání času nezbytného pro přípravu výpočetní sítě a *post-processing* dat), na rozdíl od jednotek sekund pro provedení výpočtů celé skupiny analytických modelů včetně stanovení nerovnoměrnosti toku, grafického zpracování výsledků atd.

Součástí experimentálního ověření nerovnoměrnosti toku v distribučním systému „n14“ pomocí rotametrů byla i parametrická studie vlivu Re_T na výsledný trend distribuce toku. Zároveň výsledky měření posloužily k verifikaci predikcí modelovacích přístupů v systémech s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví.

Celkem byla provedena tři opakování měření; výsledky v tabulce 3.9 uvádějí průměrné hodnoty

⁶Číslování trubek v distribučních systémech je provedeno ve směru od vstupního objemu (trubka č. 1) po slepý konec.

Tabulka 3.9. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému „n14“ se standardní geometrií

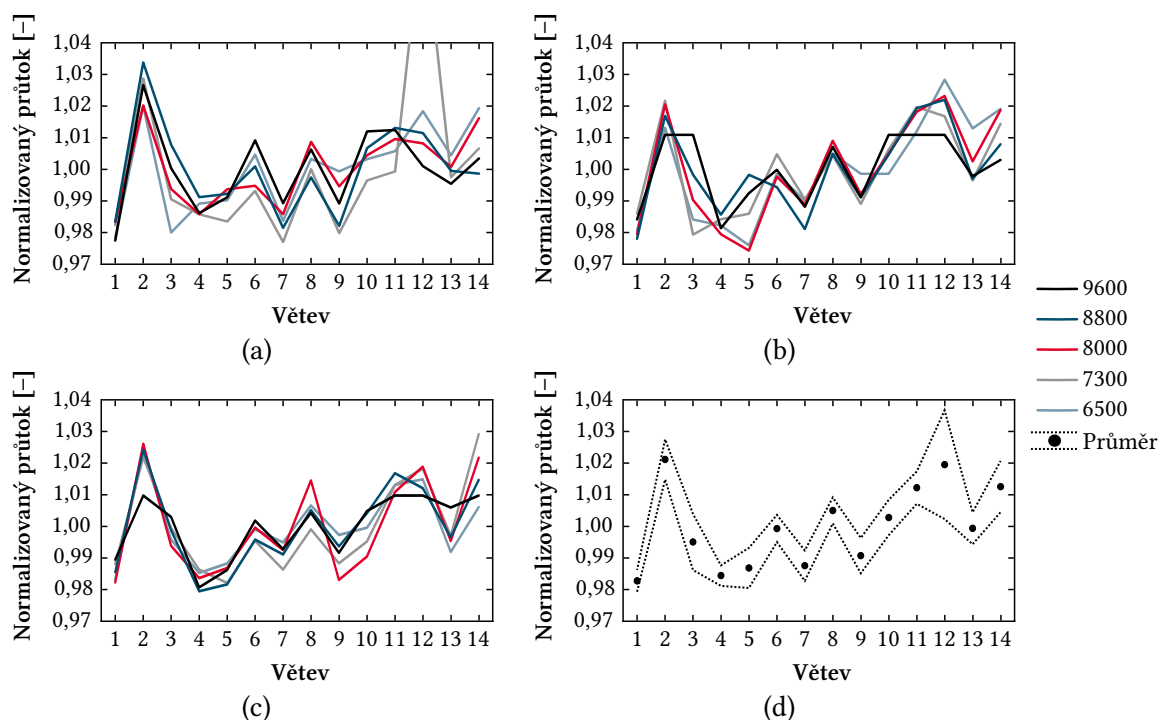
Větev	Re_T					$\bar{Q}_{N,i}$	σ	$\min_i$	$\max_i$	Δ_i
	6 500	7 300	8 000	8 800	9 600					
1	98,08	98,55	98,17	98,23	98,37	98,28	0,00345	97,75	98,95	1,20
2	101,90	102,41	102,23	102,50	101,58	102,12	0,00635	100,98	103,38	2,40
3	98,67	98,98	99,27	100,16	100,48	99,51	0,00891	97,94	101,10	3,16
4	98,56	98,55	98,30	98,55	98,28	98,44	0,00325	97,95	99,12	1,17
5	98,48	98,39	98,49	99,07	99,00	98,69	0,00637	97,43	99,83	2,40
6	100,08	99,78	99,74	99,71	100,36	99,93	0,00430	99,32	100,92	1,60
7	98,96	98,46	98,91	98,46	99,01	98,76	0,00482	97,70	99,49	1,79
8	100,50	100,12	101,08	100,25	100,59	100,51	0,00410	99,74	101,46	1,71
9	99,84	98,57	99,00	98,90	99,07	99,08	0,00559	97,98	99,94	1,95
10	100,05	99,93	100,00	100,52	100,93	100,29	0,00562	99,05	101,20	2,15
11	101,03	101,07	101,29	101,65	101,10	101,23	0,00512	99,93	101,98	2,05
12	102,06	103,81	101,68	101,52	100,72	101,96	0,01720	100,10	107,91	7,81
13	100,31	99,71	99,96	99,77	99,98	99,94	0,00506	99,19	101,30	2,10
14	101,49	101,68	101,89	100,71	100,54	101,26	0,00811	99,87	102,92	3,06
RSD, %	1,27	1,62	1,35	1,25	1,02	1,24				

normalizovaných průtoků zvlášť pro každé Re_T a základní statistické údaje celého měření (průměrnou hodnotu pro i -tou větev $\bar{Q}_{N,i}$, směrodatnou odchylku σ , nejmenší pozorovanou hodnotu $\min_i$, nejmenší pozorovanou hodnotu $\max_i$ a jejich rozdíl Δ_i). Obrázek 3.24 pak znázorňuje graficky výsledky jednotlivých sad měření a také souhrn ze všech měření. Kromě odlehlého bodu měření ve větvi č. 12 (hodnotě normalizovaného průtoku 107,91 %) se podařilo dosáhnout poměrně dobré opakovatelnosti experimentu. Tyto grafy, ale i tabelární hodnoty potvrzují, že distribuce toku látky je nezávislá na Re_T v testovaném rozsahu hodnot.

Vysoký hydraulický odpor laterálních větví (resp. průtokoměru) byl v rámci diferenciálních modelů B a BJ zohledněn prostřednictvím vyšší hodnoty odporového součinitele H . Stanovením hodnoty odporu rotametru (a dalších prvků umožňujících jeho napojení) se zabýval ve své práci Sýs (2021). Sýs v rámci svého výpočtu rozložil průtokoměr na elementární zdroje místního odporu, pro něž je možné nalézt příslušné koeficienty v literatuře. Algebraický model pracuje s přepočítanou hodnotou místních odporů na ekvivalentní délku laterální větve. U CFD modelů byla jiná podoba potrubní trasy zohledněna prostřednictvím úpravy nastavení podmínky PJ.

Vysoký hydraulický odpor svazku trubek výrazně tlumí nerovnoměrnost distribuce toku, jak potvrdily i zde prezentované výsledky měření. Zatímco v předcházejícím případě byla pozorována nerovnoměrnost toku $RSD = 2,90 \%$, během experimentu s rotametry byla pozorována maximální hodnota $RSD = 1,62 \%$, přičemž průměrná hodnota činila $1,24 \%$.

S ohledem na tento tlumící efekt, který zohlednily také testované modely distribuce toku, se predikované trendy rozdělení látky liší mezi sebou jen minimálně (viz obrázek 3.25). Nejvyšší relativní rozdíl mezi naměřeným průtokem a odhadovanou hodnotou dosáhly všechny modely v druhé větvi, a to v rozmezí $2,23 \%$ u algebraického modelu až $2,60 \%$ u modelu BJ. Přestože lokálně dosáhl model BJ nejvyššího rozdílu, celkově vykazovala jeho predikce nejmenších odchylek vůči experimentálním datům i ve srovnání se CFD simulacemi. Z hlediska relativních rozdílů lze hodnotit predikční

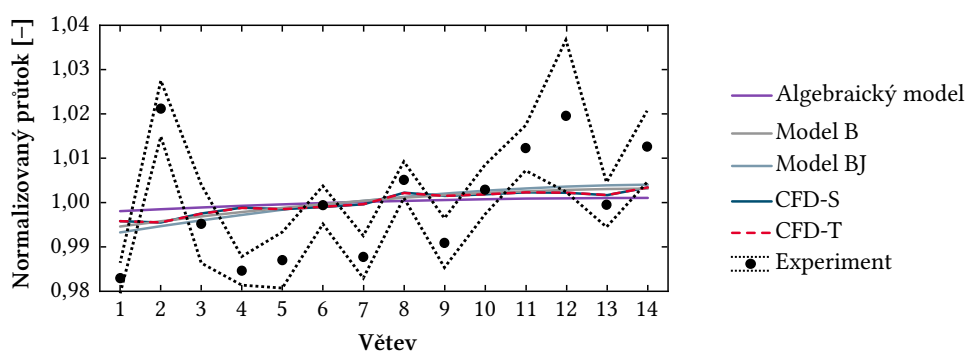


Obrázek 3.24. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému „n14“ se standardní geometrií: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření

schopnosti modelů jako dostatečné. Všechny prezentované modely však nedostatečně odhadovaly velikost jednohodnotových kritérií nerovnoměrnosti toku RSD a NU. Jasně se tak projeví jejich potíže s vystižením nahodilých extrémů, které se vyskytovaly u experimentálně zjištěných hodnot.

Na základě provedeného srovnání modelovacích přístupů a experimentálních dat byl pro další využití vybrán model BJ jako nejlepší kompromis mezi přesností získané predikce a výpočetní náročností modelu. Co se týče dodatečného ladění empirického hybnostního koeficientu θ_D , nejlepších výsledků bylo dosaženo při nastavení jeho hodnoty 1,00 u distribučních systémů s $A_r \leq 1,0$ a 1,10 u distribučních systémů s $A_r > 1,0$. Je však nezbytné dodat, že model BJ může být aplikován výhradně u standardních válcových komor.

Výsledky měření zavdaly podnět k výzkumu možností konstrukčních úprav distribučních systémů, které by přinesly rovnoměrnější rozdělení tekutiny ve svazku trubek a případně stabilizovaly tlakové podmínky v systému. Kvůli diferenciální formulaci modelu BJ, která umožňuje zahrnout úpravy geometrie systému jen s obtížemi (pokud vůbec), byl pro účely tohoto výzkumu využit algebraický model. Prvním výstupům se pak věnuje jedna z případových studií v následující kapitole.



Obrázek 3.25. Normalizovaný laterální průtok v systému „n14“ s vysokým hydraulickým odporem větvení

Tabulka 3.10. Nerovnoměrnost toku v systému „n14“ s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví. Zkratky CFD-S a CFD-T značí výsledky stacionární a transientní CFD simulace.

	Alg. model	Model B	Model BJ	CFD-S	CFD-T	Experiment
RSD, %	0,10	0,27	0,35	0,25	0,24	1,24
NU, %	0,30	0,85	1,07	0,79	0,79	3,76
Max. rel. rozdíl	2,23	2,49	2,60	2,52	2,52	–
dílčích průtoků, %	(2. větev)	(2. větev)	(2. větev)	(2. větev)	(2. větev)	

Případové studie

V této části jsou na příkladech z odborné literatury i průmyslu postupně představeny samostatné aplikace modelů pro stanovení distribuce toku látek a lokálního přenosu tepla a také fungování kompletního souboru modelů v rámci kompozitního modelovacího systému. Celkem se jedná o čtyři různá využití analytických modelů distribuce toku látek, jeden příklad použití adaptovaného maticového modelu pro přenos tepla a dvě aplikace KMS u průmyslových výměníků tepla.

4.1 Aplikace distribučního modelu

Distribuční modely představené v předcházející kapitole 3.2 fungují nejen jako součást kompletního kompozitního modelovacího systému, ale také zcela samostatně. Tato část dizertační práce představuje právě toto individuální použití distribučních modelů ve čtyřech typových úlohách.

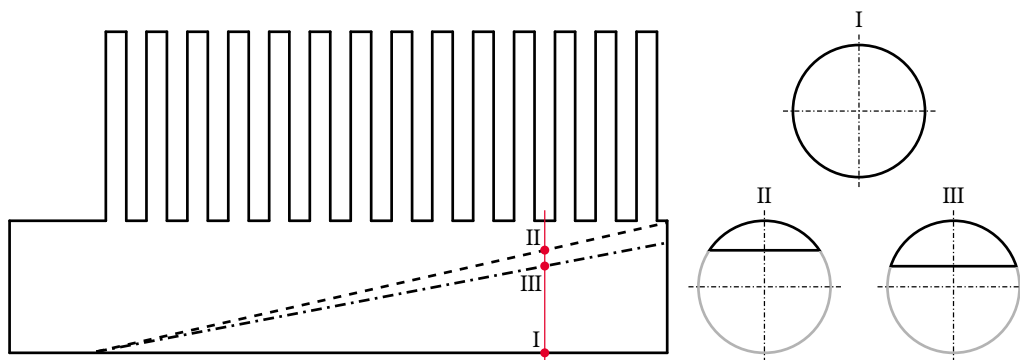
Nejprve jsou představeny dílčí výsledky probíhajícího vývoje konstrukčních prvků, které by umožnily úpravu distribuce toku látky v TP výměníků tepla standardně používaných v procesním průmyslu. Ve druhé části je prezentován postup návrhu nejvhodnějšího provedení distribučního systému pro modulový výměník tepla. Poslední část pak uvádí výsledky pilotní studie, jejímž cílem bylo ověřit možnosti rozšíření aplikace analytických modelů na oblast tzv. mini-gap systémů.

4.1.1 Lineární modifikace tvaru komor distribučních systémů

Úprava distribuce toku v distribučním systému je možná prostřednictvím řady topologických modifikací, které je možné rozřídít následovně¹:

- úpravy trubkového svazku – do této kategorie lze zařadit konstrukční prvky aplikované na celý svazek, či častěji cíleně na jednotlivé trubky, jedná se např. o různé clony či klapky (Srinivasan & Jayanti, 2015) umístěné blízko ústí trubek (v krajním případě i záslepky některých trubek – viz např. Vince, 2021), úprava vtoku přesazením trubek (Zhou et al., 2018), nebo naopak rozšíření ústí trubek (Said et al., 2015), svazek složený z trubek různého průměru (Kumar et al., 2018);
- úpravy hlavních komor – v případě komor obdélníkového (případně půlkruhového) průřezu jsou možnosti topologických úprav poměrně široké, např. zužující se komory (Pistoresi et al., 2015), vodící žebra (García-Guendulain et al., 2018), přepážky o stejné (Huang & Wang, 2013) či rozdílné porozitě (Minocha & Joshi, 2020), případně variace na segmentové přepážky (Xie et al., 2015); u válcových komor se v praxi využívá především rozdílných vnitřních průměrů

¹Komplexnější změny by již znamenaly náhradu za zcela jiný typ zařízení, čemuž se obvykle provozovatelé i projektanti snaží vyhnout, a nebudou tedy ani předmětem následujících úvah.



Obrázek 4.1. 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 & Jegla, 2022)

hlavních komor (je vhodné cílit na $D_D < D_C$), což má pozitivní vliv i na investiční náklady (Slavíková & Kohoutek, 1990).

Dále se samozřejmě nabízí různé kombinace, typicky se jedná např. o úpravu tvaru nátokového potrubí v kombinaci s vodicími plechy (Peng et al., 2020).

Jak již 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 vyrobiteľnost 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. 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, které byly detailně popsány v části 3.2.3.

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 4.1 značena čárkovaně), u optimalizované geometrie je měněna výška od 30 mm do 5 mm (viz čerchovaná čára na obrázku 4.1).

Z hlediska vlastního modelování ovlivňuje změna geometrie hlavní komory přímo či nepřímo řadu geometrických i empirických 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 vycházející z prací (Bailey, 1975) a (Turek et al., 2011). Tento algebraický model, adaptovaný pro použití u válcových komor s nekonstantním průřezem, byl popsán v kapitole 3.2.

Predikce zjednodušeného modelu byly srovnány s výsledky tří variant nastavení CFD simulací. První varianta CFD simulací vycházela z nastavení popsaného v kapitole 3.2.3, tedy stacionární

Tabulka 4.1. Parametry CFD modelů standardní geometrie distributoru

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3
Způsob modelování	Stacionární CFD model	Transientní CFD model	IEPW CFD model
Počet elementů	3 853 820	3 853 820	509 985
Max. křivost prvků	0,787	0,787	0,750
Max. y^+	1,914	1,949	2,520
Doba výpočtu	řádově jednotky hodin	řádově desítky hodin	řádově desítky minut

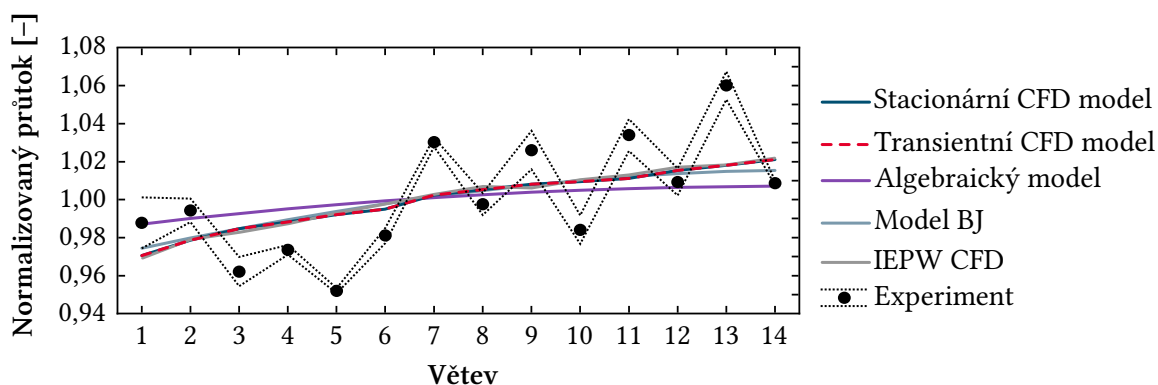
úlohy s velmi jemnou výpočetní sítí. Druhá varianta představovala transientní úlohu jako navazující krok na předcházející stacionární simulaci (Fialová & Jegla, 2022). Simulace proudění vody byla vždy ukončena, pakliže došlo ke stabilizaci sledovaných průtoků po dobu alespoň 40 s. Nutno poznamenat, že časový krok byl upraven dle geometrických parametrů příslušné výpočetní sítě a podmínky Couranta-Levyho-Strausse. Poslední varianta CFD modelu 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. Třetí varianta CFD simulace byla provedena opět za předpokladu ustáleného proudění systémem. Zbytek nastavení úlohy byl již totožný s dříve uvedeným postupem. V tabulce 4.1 je uvedeno srovnání jednotlivých variant CFD simulací z hlediska výpočetní sítě a časové náročnosti simulace. Doba nezbytná pro dosažení zkonvergovaného řešení je uvedena pro paralelní výpočty provedené na clusteru.

Experimentální distributory s modifikací tvaru byly vyrobeny aditivní technologií. Celé nastavení 3D tisku i *post-processing* tištěného dílu bylo analogické s dříve uvedeným postupem (viz kapitola 3.2.2). Výrazné změny byly provedeny pouze z vnějšku hlavní komory, kdy byla přidána žebra pro usnadnění manipulace při opracování i během instalace v laboratoři.

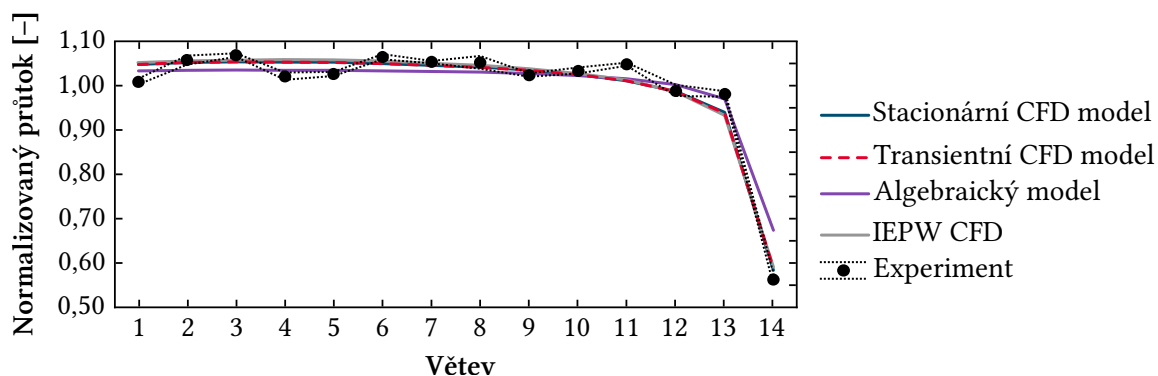
Ověření distribuce toku bylo provedeno v Laboratoři energeticky náročných procesů ÚPI dvěma metodami – zjištěním kumulativních průtoků a měřením dílčích průtoků rotametry. Kompletní metodika měření, použité snímače a schéma sestavení jsou uvedeny taktéž v kapitole 3.2.2. Tyto dvě metody umožnily pozorovat chování distribuce toku při rozdílných hydraulických odporech větví.

Na obrázcích 4.2–4.4 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 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 4.2–4.4). Klíčovým prvkem hodnocení, zda je, či není model dostatečně přesný, je tedy celkové vystižení trendu distribuce toku látky ve svazku.

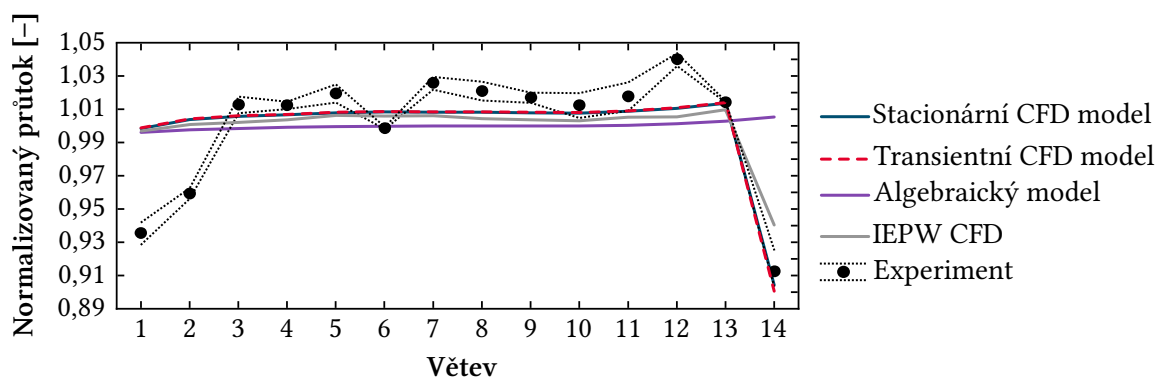
Jak je patrné z uvedených grafů, detailní CFD analýzy jsou schopny dosáhnout dobré shody s experimentálně zjištěnými trendy distribuce toku. V tomto případě se také ukazuje, že při pečli-



Obrázek 4.2. Normalizovaný laterální průtok v systému se standardní geometrií a nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 4.3. Normalizovaný laterální průtok v systému se základní modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 4.4. Normalizovaný laterální průtok v systému s optimalizovanou modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení

Tabulka 4.2. Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví

	Algebraický model	IEPW CFD model	Stacionární CFD model	Transientní CFD model	Experiment
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

vém nastavení stacionární úlohy lze dosáhnout srovnatelných výsledků jako při použití (dražších) transientních modelů (Fialová & Jegla, 2022). Výchozí nastavení limitů škálovaných reziduí (pro hybnost, tlak, kinetickou turbulentní energii a její disipaci činí výchozí hodnota 10^{-3}) je však nedostatečné pro uspokojivě přesné výsledky stacionárních úloh, neboť přestože je formálně dosaženo konvergence úlohy, nedojde k ustálení hodnot sledovaných rychlostí proudění, průtoků či tlaků. Dostatečné stabilizace veličin proudící tekutiny bylo dosaženo při snížení limitů reziduí na 10^{-4} (Fialová & Jegla, 2022). Stejný postup byl využit i u IEPW CFD modelů s hrubou výpočetní sítí. Obecně pak IEPW CFD simulace dosahovaly vyšších odchylek dílčích průtoků vůči experimentálním datům, přesto lze označit jejich výsledky stále jako dostačující pro rychlé vyhodnocení distribuce toku v distribučním systému.

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 větví obou modifikovaných systémů (relativní rozdíly se pohybovaly v rozmezí 0,90–4,50 %), algebraický model výrazně podceňuje tento pokles průtoku ve 14. větví. U základní modifikace byl pozorován rozdíl mezi experimentem a predikcí 19,72 %, u optimalizovaného tvaru distributoru činil rozdíl 10,15 %. V tabulce 4.2 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 (přesněji model BJ, jehož výsledky byly uvedeny dříve) ve srovnání s algebraickým modelem. Maximální relativní rozdíl mezi výsledky dosaženými modelem BJ a naměřenými daty byl dosažen také v 5. větví s hodnotou 4,27 %. Hodnota RSD pak u diferenciálního modelu činila 1,68 %, čímž tento model může dobře konkurovat mnohem náročnějším CFD simulacím, které dosahovaly hodnoty RSD = 1,49 %, resp. 1,55 % u IEPW modelu. Současná formulace modelu BJ vy-

užívající 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 4.2).

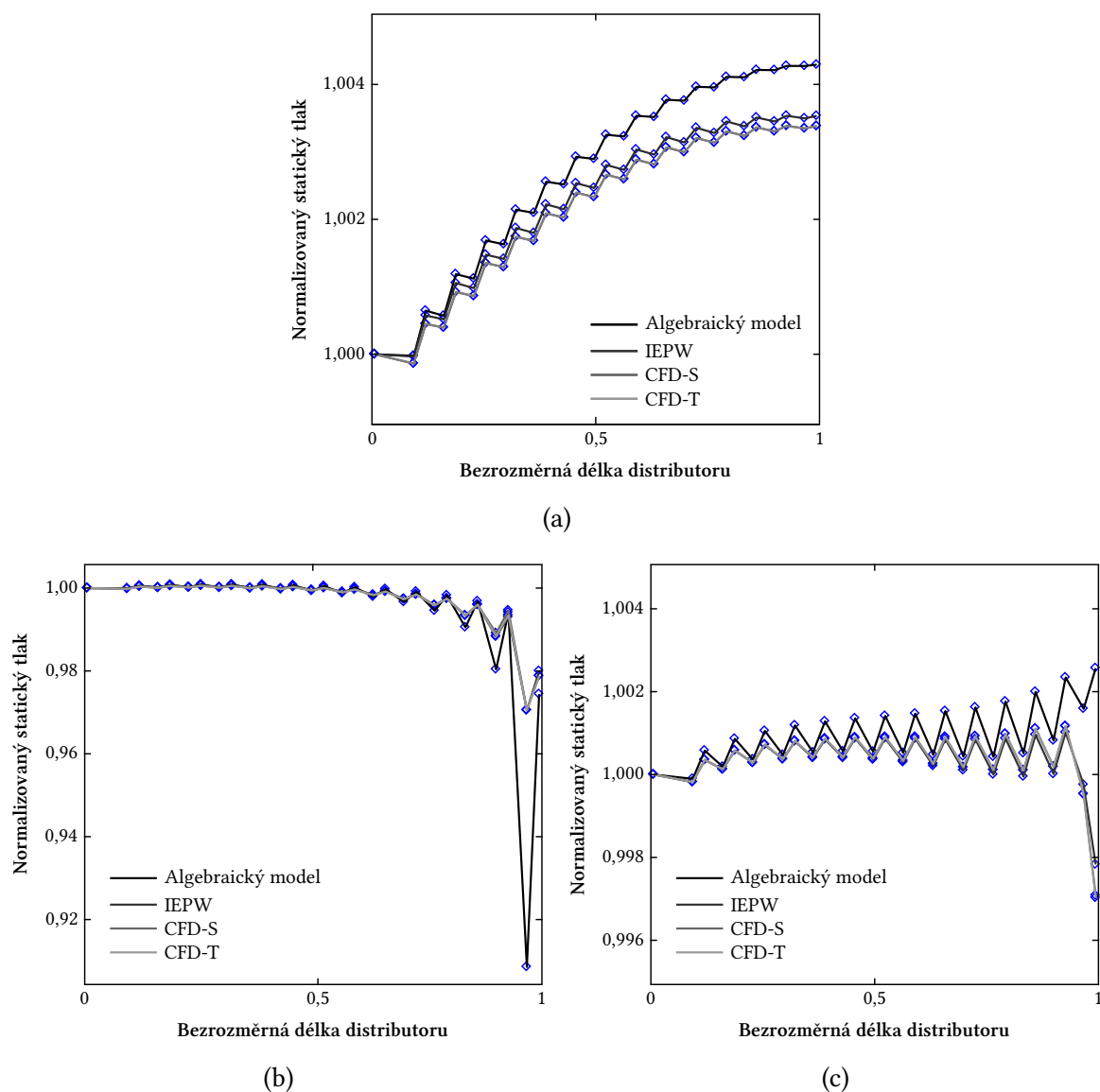
Posledním sledovaným parametrem byla tlaková ztráta v testovaných systémech. V tomto případě nejsou k dispozici podrobná experimentální data, neboť byla měřena pouze celková tlaková ztráta při proudění distribučním systémem. Konkrétní hodnoty celkových tlakových ztrát uvádí tabulka 4.2. V součtu dosahoval 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 geometrii. Naopak u modifikovaných geometrií si tento detailní CFD model vedl nejlépe ze všech modelovacích přístupů.

Na následujícím obrázku 4.5 je znázorněno srovnání průběhů statického tlaku podél komory distributoru, jak je predikují algebraické a CFD modely. Velké rozdíly mezi jednotlivými modelovacími přístupy, které jsou patrné z celkových hodnot tlakových ztrát, se projeví také u tlakových profilů ve standardním distributoru (obrázek 4.5(a)), přestože trend rozložení tlaku byl velmi podobný. Nejlepší shody dosáhly modely u základní modifikace distributoru; vůči experimentálním datům se jedná o relativní rozdíly pouze 1,94 % u algebraického modelu, 0,96 % u IEPW CFD modelu, 0,68 % u detailního stacionárního CFD modelu a 0,64 % u detailního transienčního CFD modelu. Algebraický model zde však predikuje extrémně nízký tlak těsně před 14. větví, což samozřejmě ovlivňuje i výsledný odhad vyššího průtoku touto větví oproti predikcím CFD modelů. Zcela odlišné rozdělení tlaku v blízkosti slepého konce distributoru pak predikoval algebraický model u optimalizované modifikace distributoru ve srovnání se CFD simulacemi. Jelikož experimentálními datům lépe odpovídaly výsledky CFD simulací, je pravděpodobně na místě revize algebraického modelu a ověření u dalších podobných geometrií.

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 (Fialová & Jegla, 2022). Naopak výrazné propady průtoků poslední větví modifikovaných systémů lze ve většině případů považovat za zcela nevyhovující.

Druhým krokem bylo ověření funkčnosti navržených úprav distribučních systémů s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví. Stejně jako u standardního válcového distributoru byla i u modifikovaných komor provedena parametrická studie vlivu Re_T na výsledný trend distribuce toku v systému. Výsledky potvrdily nezávislost distribuce toku látky na Re_T v testovaném rozsahu hodnot, jak ukazují obrázky 4.6 a 4.7 s grafickým srovnáním průtoků naměřených v rámci jednotlivých sad, ale i souhrnně pro všechna měření. Tabulky 4.3 a 4.4 uvádí průměrné hodnoty normalizovaných průtoků pro daná Re_T a základní statistické údaje.

Výsledky měření indukují, 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



Obrázek 4.5. Průběh normalizovaného statického tlaku v distributoru (nízký hydraulický odpor větvení): (a) standardní geometrie; (b) základní modifikace; (c) optimalizovaná modifikace

se podařilo docílit zlepšení distribuce toku vody o 7,26 % ve srovnání s hodnotami získanými u standardní geometrie.

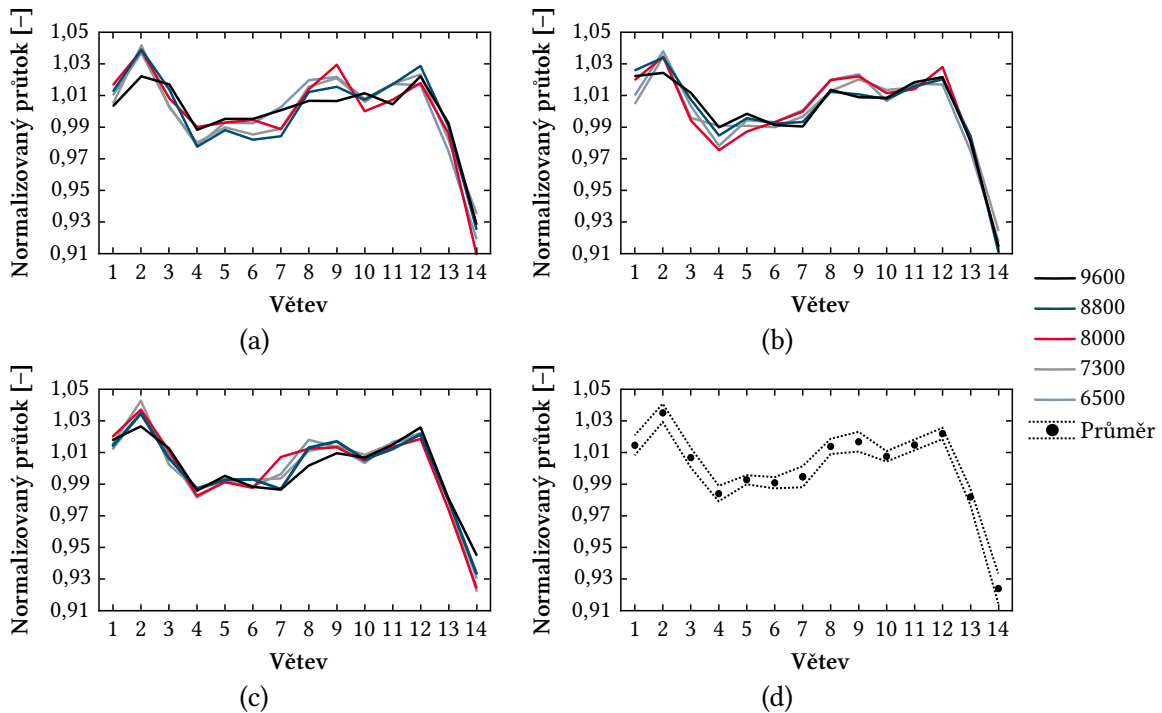
Tabulka 4.5 uvádí srovnání výsledků predikčních modelů a experimentálně zjištěných hodnot nerovnoměrnosti distribuce toku a tlakových ztrát. Pro lepší srovnání funkčnosti navrhovaných modifikací tvaru distributorů jsou v tabulce 4.5 uvedeny parametry i pro standardní tvar distributoru. Výsledné trendy 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 (viz obrázek 4.8). Relativní rozdíly vůči naměřeným hodnotám se u algebraického modelu pohybovaly mezi 0,15 % a 1,94 %, predikce stacionární CFD simulace se lišila v rozmezí 0,17 % až 1,93 % a u transienční CFD simulace činily rozdíly 0,32 % až 1,78 %. Nejlépe průběh rozdělení tekutiny vystihl transienční 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 (grafické porovnání zobrazuje obrázek 4.9). 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.

Obrázek 4.10 zobrazuje predikované průběhy statického tlaku v modelovaných distributorech. Vysoký laterální odpor větví ovlivnil nižší nárůst statického tlaku vlivem odtoku látky, avšak zvýraznil extrémy v blízkosti poslední větve modifikovaných systémů.

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 (Fialová & Jegla, 2022). Naopak u distribučního systému s vysokým laterálním odporem vedl optimalizovaný tvar komory k menší nerovnoměrnosti toku látky než tomu bylo u standardního válcového tvaru.

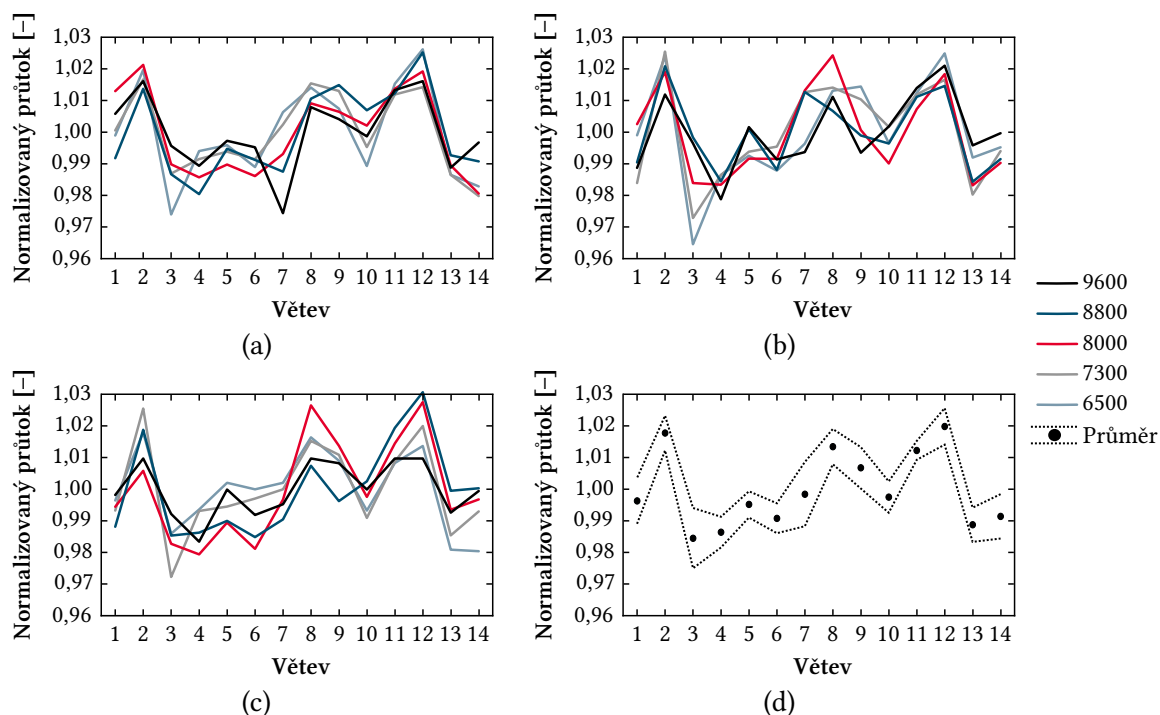
Ověření funkčnosti navržených úprav geometrie distributoru bude nezbytné provést také u kompletních distribučních systémů. První kroky byly již učiněny i v rámci vedených diplomových prací, které se zabývaly srovnáním výsledků analytických a CFD modelů s experimentálně zjištěnou distribucí toku v systémech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



Obrázek 4.6. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému se základní modifikací geometrie: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření

Tabulka 4.3. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému se základní modifikací geometrie

Větev	Re_T					$\bar{Q}_{N,i}$	σ	$\min_i$	$\max_i$	Δ_i
	6 500	7 300	8 000	8 800	9 600					
1	101,15	100,91	101,81	101,81	101,50	101,46	0,00634	100,40	102,65	2,25
2	103,71	104,01	103,73	103,63	102,47	103,51	0,00581	102,27	104,30	2,03
3	100,53	100,06	100,67	100,95	101,41	100,68	0,00625	99,44	101,76	2,32
4	97,95	98,60	97,88	98,34	98,82	98,40	0,00490	97,57	99,10	1,53
5	99,32	99,11	98,91	99,24	99,66	99,28	0,00288	98,75	99,88	1,13
6	99,17	98,96	98,78	98,93	99,19	99,09	0,00356	98,23	99,55	1,32
7	100,02	99,34	99,73	98,84	99,28	99,47	0,00661	98,45	100,73	2,28
8	101,95	101,35	101,51	101,28	100,76	101,38	0,00480	100,19	102,02	1,84
9	101,99	101,88	101,73	101,48	100,86	101,68	0,00627	100,69	103,00	2,31
10	100,63	100,96	100,82	100,72	100,92	100,76	0,00326	100,05	101,39	1,34
11	101,74	101,65	101,52	101,54	101,29	101,48	0,00381	100,48	101,88	1,41
12	101,89	102,19	102,55	102,39	102,36	102,20	0,00354	101,71	102,93	1,22
13	97,65	98,21	98,19	98,51	98,53	98,19	0,00521	97,40	99,30	1,90
14	92,28	92,77	92,17	92,35	92,96	92,40	0,00949	90,96	94,53	3,57
RSD, %	1,35	1,31	1,30	1,16	0,93	1,15				



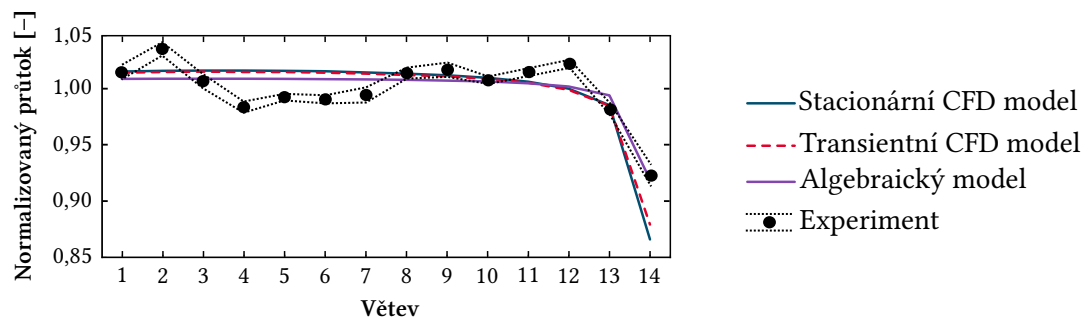
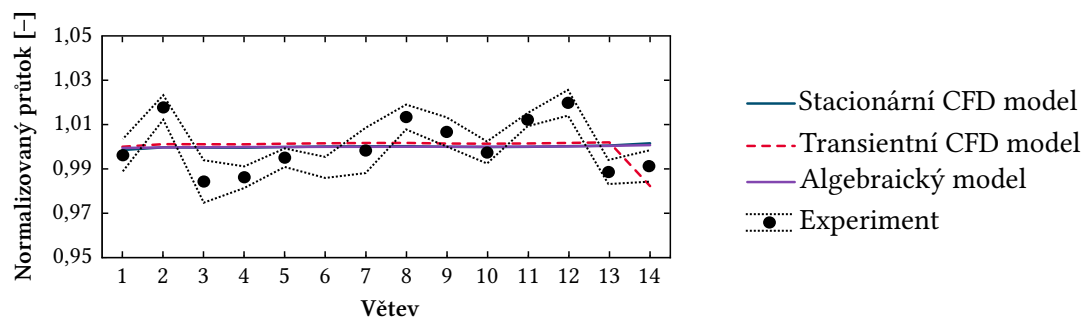
Obrázek 4.7. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému s optimalizovanou modifikací geometrie: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření

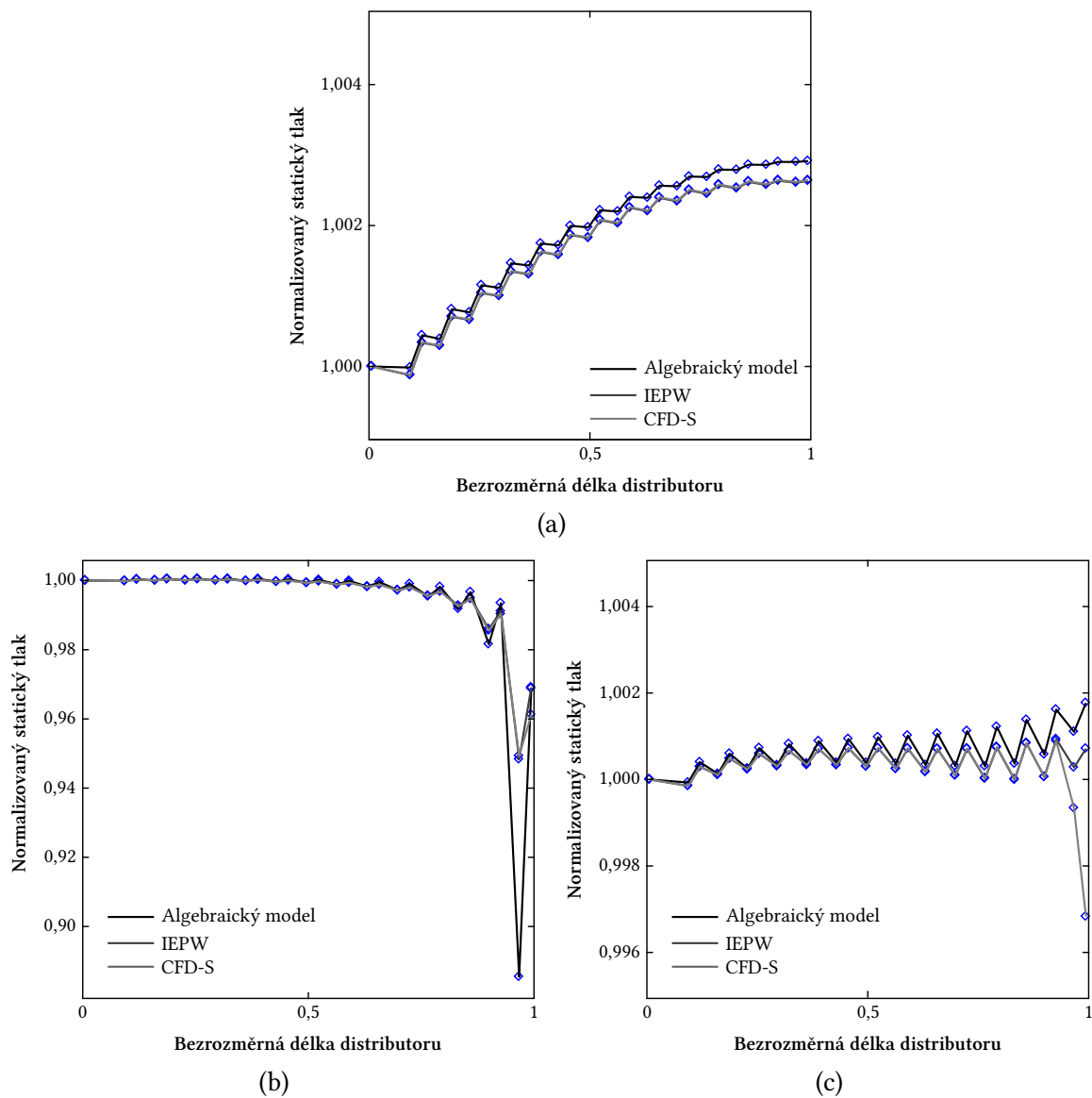
Tabulka 4.4. Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému s optimalizovanou modifikací geometrie

Větev	Re_T					$\overline{Q}_{N,i}$	σ	$\min_i$	$\max_i$	Δ_i
	6 500	7 300	8 000	8 800	9 600					
1	99,82	99,26	99,63	99,01	99,76	99,64	0,00726	98,40	101,30	2,91
2	102,06	102,26	101,29	101,78	101,26	101,78	0,00549	100,58	102,56	1,97
3	97,48	97,73	98,45	99,02	99,48	98,45	0,00953	96,46	99,84	3,38
4	99,14	99,04	98,11	98,37	98,39	98,64	0,00487	97,88	99,41	1,53
5	99,68	99,41	99,20	99,52	99,96	99,52	0,00418	98,95	100,20	1,25
6	99,23	99,47	98,80	98,81	99,28	99,08	0,00474	98,12	100,00	1,88
7	100,16	100,50	99,92	99,69	98,78	99,85	0,01016	97,44	101,33	3,89
8	101,46	101,50	102,05	100,83	100,96	101,35	0,00556	100,68	102,66	1,98
9	101,03	101,15	100,98	100,34	100,20	100,68	0,00654	99,35	101,49	2,14
10	99,31	99,60	99,82	100,20	100,01	99,76	0,00496	98,93	100,70	1,76
11	101,21	101,09	101,14	101,43	101,24	101,23	0,00296	100,74	101,94	1,20
12	102,16	101,70	102,38	102,36	101,57	101,99	0,00578	100,97	103,07	2,10
13	98,64	98,41	98,98	99,22	99,24	98,88	0,00539	98,03	99,95	1,92
14	98,62	98,89	99,26	99,42	99,86	99,14	0,00703	97,98	100,03	2,05
RSD, %	1,35	1,31	1,30	1,16	0,93	1,15				

Tabulka 4.5. Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví

	Algebraický model	Stacionární 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	–
Tlaková ztráta, Pa	(2. větev) 37 274	(2. větev) 38 463	(2. větev) 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	–
Tlaková ztráta, Pa	(14. větev) 38 677	(14. větev) 40 877	(14. větev) 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	–
Tlaková ztráta, Pa	(12. větev) 37 475	(12. větev) 39 869	(14. větev) 39 953	44 100

**Obrázek 4.8.** Normalizovaný laterální průtok v systému se základní modifikací geometrie a vysokým hydraulickým odporem větvení**Obrázek 4.9.** Normalizovaný laterální průtok v systému s optimalizovanou modifikací geometrie a vysokým hydraulickým odporem větvení



Obrázek 4.10. Průběh normalizovaného statického tlaku v distributoru (vysoký hydraulický odpor větvení): (a) standardní geometrie; (b) základní modifikace; (c) optimalizovaná modifikace



Obrázek 4.11. Fotografie již instalovaného výměníku pro využití odpadního tepla na zkušební hořáky Ústavu procesního inženýrství

4.1.2 Modul výměníku pro využití odpadního tepla

Jednou z prvních úloh z inženýrské praxe byla analýza distribuce vody v projektovaném modulovém výměníku pro využití odpadního tepla na zkušební hořáky Ústavu procesního inženýrství (viz obrázek 4.11) a návrh nejvhodnějšího provedení distribučního systému (uspořádání a průměr hlavních kanálů) jednoho modulu výměníku.

Pro predikci nerovnoměrnosti průtoků v trubkách byl využit model vycházející z práce Bajury & Jonese (1976), který je schopen uvažovat nejen samotný distributor a trubkový svazek, ale i kolektor. Jedna část řešení této návrhové úlohy spočívala v určení nejvhodnější konfigurace systému z hlediska distribuce toku, tj. zda použít uspořádání „U“ nebo „Z“, a v následném srovnání výsledků s predikcí pomocí výpočtového modelu, který uvažuje pouze distribuci média (tzn. jen distributor a trubkový svazek).

Druhou částí řešení bylo nalezení vhodné kombinace vnitřních průměrů hlavních kanálů (distributoru a kolektoru). Kromě optimalizace finančních nákladů (Slavíková & Kohoutek, 1990) se různá velikost (a tedy i váha) hlavních kanálů užívá v průmyslových aplikacích také kvůli pozitivnímu vlivu na distribuci toku (Facão, 2016). S ohledem na navrhované provozní podmínky, cílený tepelný výkon modulového výměníku a omezené výrobně-dodavatelské možnosti byly zvažovány celkem čtyři kombinace vnitřních průměrů hlavních kanálů.

Tabulka 4.6 uvádí souhrn predikovaných průtoků větvemi distribučních systémů doplněný o vyhodnocení distribuce toku pomocí kritérií NU a RSD. Z výsledků je jasné patrné, že nejrovnoměrnější rozdělení tekutiny předpokládá model U-systému. Dle kritéria NU je rozdíl mezi uspořádáním „U“ a „Z“ více než 10 %. Vhodnost systému s U uspořádáním jasně potvrzuje také grafické znázornění obdržených výsledků uvedené na obrázku 4.12.

Jak ukazují výsledky v tabulce 4.6 a na obrázku 4.12, pohybují se hodnoty průtoků predikovaných modelem, který uvažuje pouze distributor, „někde mezi“ výsledky modelů s U-uspořádáním

Tabulka 4.6. Dílčí průtoky [$\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$] predikované analytickým modelem a vyhodnocení distribuce u řešených typů uspořádání distribučních systémů

Pořadí větve	Průtok jen distributor	Průtok U-uspořádání	Průtok Z-uspořádání
1	0,1467	0,1506	0,1437
2	0,1467	0,1505	0,1463
3	0,1505	0,1504	0,1490
4	0,1519	0,1504	0,1517
5	0,1529	0,1504	0,1545
6	0,1535	0,1504	0,1573
NU, %	4,4141	0,1688	8,6410
RSD, %	1,5792	0,0622	3,0891

a Z-uspořádáním. Z toho je možné vyvozovat, že model zahrnující pouze distributor lze s výhodou využít pro základní odhad nerovnoměrnosti distribuce toku v počáteční fázi rozvah o návrhu konfigurace výměníku (tj. ve fázi rozvahy o počtu a průměru paralelních trubkových větví v jednom modulu výměníku). Na počátku nejsou rozměry výměníku ještě známy a nelze tak zatím brát v úvahu výsledné uspořádání systému (do „U“ či „Z“), jehož volba bývá ve finální fázi návrhu v řadě případů ovlivněna i dispozičními omezeními v místě instalace výměníku.

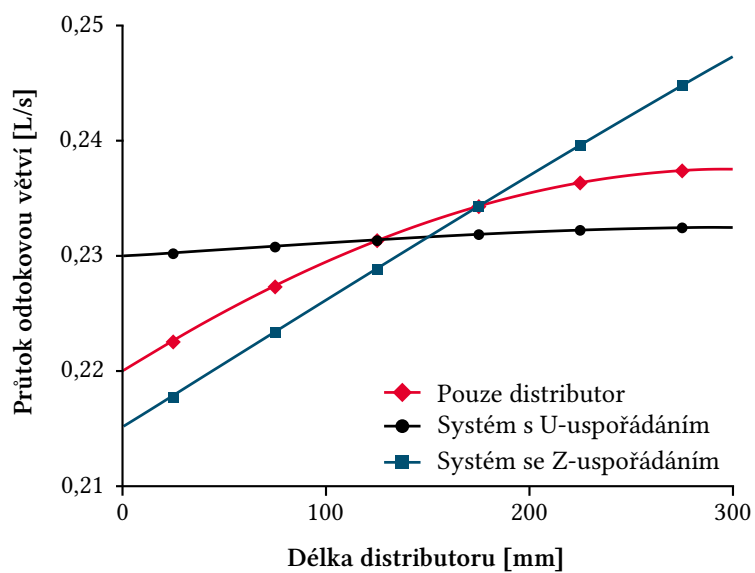
Tabulka 4.7 pak nabízí srovnání výsledků distribuce toku pro čtyři kombinace rozměrů distributoru a kolektoru v systému s U-uspořádáním. Výhodnost kombinace $D_D < D_C$ (třetí řádek) je jasně patrná.

Vlastní výpočtovou adaptací distribučního modelu byl tedy identifikován jako nejvhodnější návrh modulu typu „U“ s vnitřními průměry distributoru 53,9 mm a kolektoru 68,9 mm. Stěžejní geometrické parametry výsledného modulu jsou kótovány na obrázku 4.13.

Jeden z benefitů analytického modelu je velmi rychlá reakce na změnu zadávacích podmínek, ať už ze strany výrobce, dodavatele (ovlivňující především geometrické parametry aparátu) nebo provozovatele (parametry procesních proudů, jako jsou teploty či průtoky). V tomto případě zabere zohlednění takových změn pouze pár sekund na rozdíl od úpravy CFD modelu a provedení nových simulací. Pokud se jedná o změnu na úrovni geometrie modelovaného zařízení, je nutné v podstatě vytvořit zcela novou CFD úlohu, ale ani změna okrajových podmínek (např. vstupního průtoku tekutiny) není triviální záležitost z hlediska časové náročnosti.

Modul výměníku pro využití odpadního tepla byl analyzován nejen pomocí zjednodušeného matematického modelu, ale také pomocí různých CFD modelů, jejichž výsledky byly zveřejněny v práci (Marx, 2020). Marx využil tři různé modely výměníku ($k-\varepsilon$ a dvě varianty $k-\omega$ SST), přičemž zásadní rozdíly se projeví dle předpokladu v odhadovaných tlakových ztrátách, nikoli v distribuci vody do jednotlivých trubek modulu. Na obrázku 4.14 jsou srovnány výsledné dílčí průtoky zjištěné pomocí zmíněných CFD simulací a průběhy rozdělení toku obdržené analytickým modelem (pro tři různé konfigurace). Zde je nutné poznamenat, že tyto úlohy pracují se vstupním průtokem vody $1,386 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (tj. asi o 50 % vyšším než činilo finální zadání, jemuž odpovídají výsledky uvedené v předcházejícím textu).

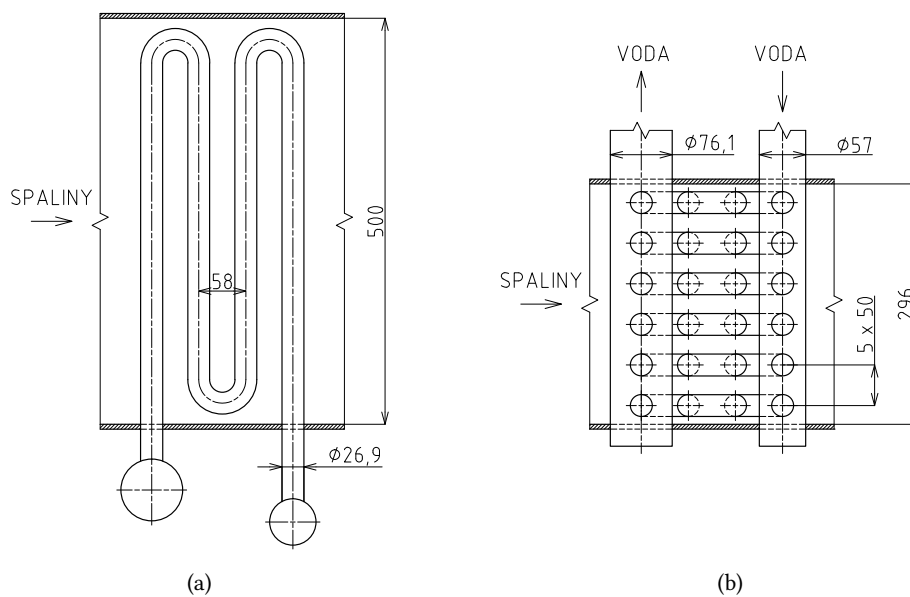
Všechny CFD modely predikují výrazně nižší průtok v první větvi, nicméně zbytek průtoků již dobře odpovídá trendu distribuce látky v U-systému zjištěnému analytickým modelem. Maximální relativní rozdíl predikovaných hodnot průtoků pak činí 1,6 % pro první větev; ve zbytku trubek



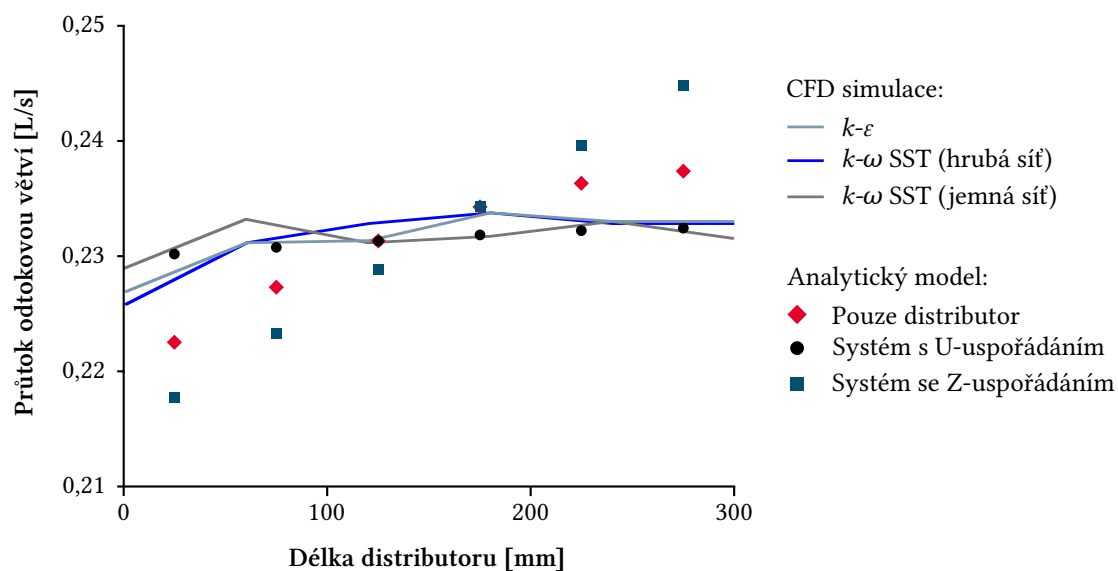
Obrázek 4.12. Graf dílčích průtoků predikovaných analytickým modelem

Tabulka 4.7. Vliv různých rozměrů distributoru a kolektoru na distribuci toku v U-systému

Vnitřní průměr distributoru	Vnitřní průměr kolektoru	NU	RSD
mm	mm	%	%
53,9	53,9	7,4210	2,7214
68,9	68,9	2,8424	1,0147
53,9	68,9	0,1688	0,0622
68,9	53,9	9,8373	3,6564



Obrázek 4.13. Jeden modul výměníku tepla se zakótováním hlavních rozměrů: (a) pohled shora na čtyřchodý trubkový had; (b) částečný řez hlavními kanály



Obrázek 4.14. Srovnání predikcí dílčích průtoků zjištěných pomocí CFD simulací (Marx, 2020) a analytických modelů

je nejvyšší pozorovaný rozdíl 0,4 % mezi výsledky analytického modelu a CFD modelu. Opět je nezbytné zmínit významnou výpočetní náročnost CFD analýz od řádově desítek hodin u transientního výpočtu modelu $k-\varepsilon$ po řádově dny v případě $k-\omega$ SST modelu s jemnější výpočetní sítí (Marx, 2020).

Tento příklad dobře demonstruje všechny výhody analytického modelování distribuce toku, kdy při extrémně nízkých výpočetních časech lze dosáhnout velmi kvalitních výsledků. Navíc snadná adaptace na měnící se podmínky zadání umožňuje rychlý přepočítání výsledků a případnou optimalizaci konstrukčního provedení aparátu za účelem minimalizace nerovnoměrnosti distribuce toku ve svazku trubek.

4.1.3 Mini distribuční systémy a mini-gaps

Díky novým možnostem výroby aditivními technologiemi se jednou z progresivně se rozvíjejících oblastí staly tzv. mini aplikace, tedy zařízení pro přenos tepla s hydraulickými průměry mezi 200 μm a 3 mm (Strąk & Piasecka, 2020). Mini distribuční systémy jsou zkoumány již dlouho, avšak vývoj nových typů a kombinací těchto distribučních systémů přináší stále nové podněty pro výzkum distribuce pracovní látky, její predikce či cílené úpravy za účelem zlepšit přenos tepla. Novou oblastí jsou mini-gaps, tj. úzké široké kanály, jejichž primární oblast použití je opět intenzivní chlazení elektronických součástek.

Z hlediska distribuce toku pracovní látky, je u zařízení pro přenos tepla v měřítku mini zásadní identifikace tzv. horkých míst (*hot spots*) a jejich zmírnění či odstranění, neboť mohou ohrozit přidružená zařízení (Kumar et al., 2018). Na rozdíl od mini distribučních systémů² je však distribuce toku v mini-gap zařízeních cíleně zkoumána pouze zřídka, především formou CFD analýz (jako např. Dąbrowski, 2020). Publikace týkající se mini-gaps se obvykle věnují tématice tepelného výkonu zařízení s různou geometrií (např. anulární štěrbiny – Piasecka et al., 2017; nebo obdélníkové štěrbiny – Li et al., 2017) nebo orientací v prostoru (Strąk & Piasecka, 2020); jedná se většinou o určení lokálních součinitelů přenosu tepla (Jakubowska et al., 2019) nebo Nusseltova čísla (zmíněné Strąk & Piasecka, 2020), na než lze případně navázat s predikcí teplotního pole ve štěrbině (např. 2D metoda představená dvojicí Hozejowska & Piasecka, 2020). Nerovnoměrnost distribuce toku látky, pokud je uvažována, obvykle tvoří pouze vedlejší objekt experimentálního pozorování (Klugmann et al., 2019).

Na problematiku identifikace horkých míst je u výměníků tepla v konvenčním měřítku zaměřen KMS zohledňující nerovnoměrnou distribuci toku látky v tepelných výpočtech, nicméně implementované distribuční modely jsou definované pro turbulentní režim toku, zatímco mini zařízení obvykle pracují v laminárním režimu toku. Cílem pilotní studie prezentované v (Fialová & Jegla, 2021) bylo tedy prozkoumání, zda je možné použít analytické distribuční modely pro predikci rozdělení toku látek i v mini aplikacích (klasický distribuční systém i mini-gap) a rozšířit tak do budoucna oblast využití KMS i na zařízení pro přenos tepla v měřítku mini.

V první části studie (Fialová & Jegla, 2021) byly uvažovány dva distribuční systémy s klasickými typy uspořádání „U“ a „Z“. Jako data pro validaci výsledků byly použity výsledky CFD simulací

²Řada prací na téma distribuce toku v mini systémech byla zmíněna již v předcházejících částech této dizertační práce. Oblast výzkumu distribuce toku je u těchto zařízení velmi široká, zahrnuje vlastní predikci toku v systému (pomocí analytických Cho et al., 2010; i CFD modelů Kumar et al., 2021), úpravu toku (zrovnomměnění toku – Pistoresi et al., 2015; či cílené navýšení nerovnoměrnosti rozdělení látky v dílčích kanálech – Wei et al., 2016), optimalizaci tlakových ztrát (Li et al., 2019) či napojení na tepelné výpočty s cílem eliminovat nerovnoměrným tokem horká místa (Kumar & Singh, 2019). Zkoumaná zařízení pak mohou využívat základní, jednoduchá uspořádání (jednotlivé systémy – Jajja et al., 2014; či složené – Pistoresi et al., 2019), avšak výsledkem topologické optimalizace mohou být mnohonásobné bifurkace kanálů (Ramos-Alvarado et al., 2011), stromové struktury (Wang et al., 2010) a další organické tvary distribučních systémů.

Tabulka 4.8. Nerovnoměrnost distribuce toku predikovaná pomocí CFD simulací (Kumar & Singh, 2019) a analytických modelů – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)

Modelovací přístup Uspořádání systému	CFD data		Model BJ		Model BJ-Mod	
	U	Z	U	Z	U	Z
RSD, %	28,64	37,34	21,92	36,31	27,19	36,08
NU, %	56,61	67,91	48,36	68,28	55,62	65,99
Max. rel. rozdíl průtoků, %	–	–	12,71	–19,07	4,91	–11,31

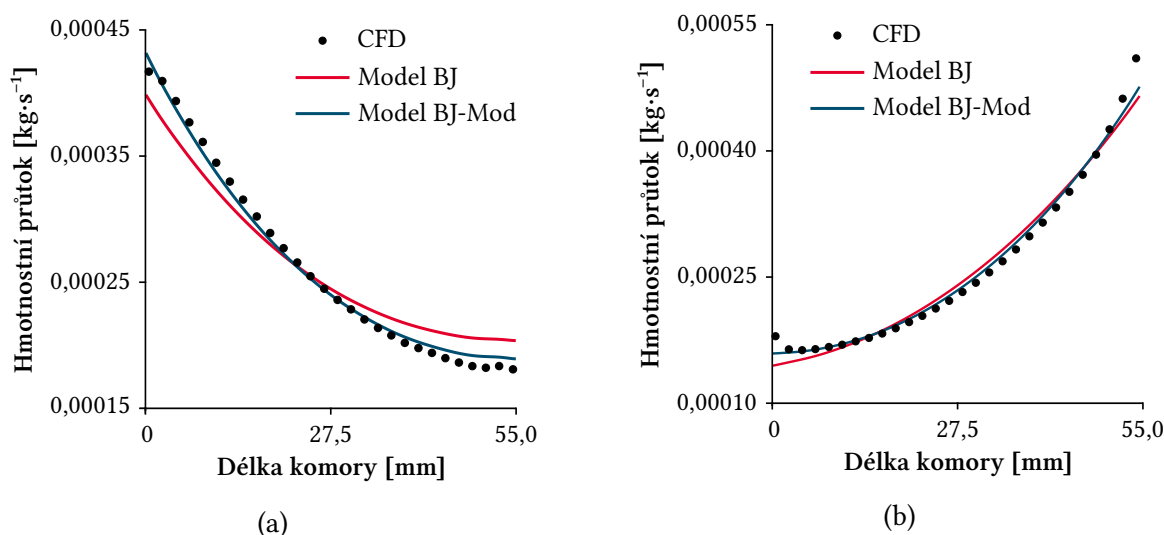
publikovaných v práci³ Kumar & Singh (2019). Modelované distribuční systémy s rozměry $55 \times 3 \times 47$ mm ($\check{S} \times V \times D$) obsahovaly 28 dílčích větví obdélníkového průřezu, přičemž simulovány byly izotermní podmínky se vstupním objemovým průtokem vody $0,5 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$, což odpovídá hodnotě Re v dílčích větvích 223.

Pro obě uspořádání distribučních systémů byly připraveny dvě verze analytického modelu BJ. V první verzi se hodnoty empirických součinitelů hybnosti toku v distributoru θ_D a kolektoru θ_C držely striktně doporučení autorů původního modelu, tzn. 1,00 v případě θ_D a 2,65 pro θ_C . Druhý model (dále označen BJ-Mod) byl modifikován tak, aby predikovaný trend nerovnoměrného rozdělení tekutiny co nejlépe odpovídal výsledkům CFD analýz (Kumar & Singh, 2019). Rozsahy hodnot koeficientů hybnosti musely být rozšířeny u obou modelovaných situací. V případě toku vody v U-systému bylo nejlepší shody dosaženo s $\theta_D = 0,85$ a $\theta_C = 3,1$. Trend rozdělení toku látky do dílčích větví Z-systému nejlépe vystihla modifikace s hodnotami $\theta_D = 0,65$ a $\theta_C = 3,10$. Výsledky predikce nerovnoměrnosti distribuce toku v obou mini systémech pomocí základního modelu BJ jsou uvedeny ve druhém sloupci tabulky 4.8, třetí sloupec uvádí výsledky RSD a NU dosažené užitím modelu BJ-Mod.

U obou uspořádání je možné vystihnout průběh rozdělení tekutiny do dílčích větví systému velmi dobře, což je patrné z grafů predikovaných trendů distribuce toku na obrázku 4.15. V případě U-uspořádání se relativní rozdíly mezi CFD daty a výsledky modelu BJ-Mod drží pod úrovní 3 % u 22 větví. Maximální relativní rozdíl mezi průtokem predikovaným CFD a modelem BJ-Mod, který činil 4,91 % (také uveden v tabulce 4.8), byl dosažen ve 26. větvi. Jedná se o nejlepší shodu mezi výsledky analytického modelu a CFD daty podél celé komory distribučního systému, jaké se podařilo dosáhnout u testovaných mini aplikací. Maximálně 3% rozdílu mezi průtoky predikovanými CFD a modelem BJ-Mod bylo dosaženo i u 25 větví v rámci úlohy se Z-systémem, avšak zde lze pozorovat výraznou odchylku v obou krajních větvích, kde rozdíly činily –11,31 % u průtoku predikovaného v první větvi a –7,86 % u průtoku predikovaného v poslední větvi distribučního systému typu Z.

Co se týče jednohodnotových kritérií distribuce toku, dosažené hodnoty RSD a NU (opět viz tabulka 4.8) jsou poměrně vysoké (např. ve srovnání s hodnotami pozorovanými u běžných procesních zařízení), což je poněkud v rozporu se základními předpoklady, které sami autoři CFD analýzy uvádí ve své práci (Kumar & Singh, 2019), jako např. že nižší hydraulický průměr kanálů způsobuje vyšší tlakovou ztrátu a tím i nižší nerovnoměrnost distribuce. Nicméně vyšší RSD a NU nahrávají záměru autorů využít tuto silně nerovnoměrnou distribuci toku látky pro cílené chlazení částí kanálů trpících nerovnoměrným tepelným zatížením. Ze srovnání hodnot RSD a NU obdržených na základě predikce pomocí CFD a analytického modelu, je patrné, že analytické modely nerovno-

³Kumar & Singh (2019) se ve své publikaci nedrží obvyklého značení a systém „U“ uvádí pod značkou „C“. V literatuře se lze setkat také se značením „II“ (Facão, 2016). Jedná se však vždy o uspořádání, které má paralelní komory umístěné kolmo k dílčím větvím a v němž jsou vstupní a výstupní zóny orientované na stejnou stranu distribučního systému.



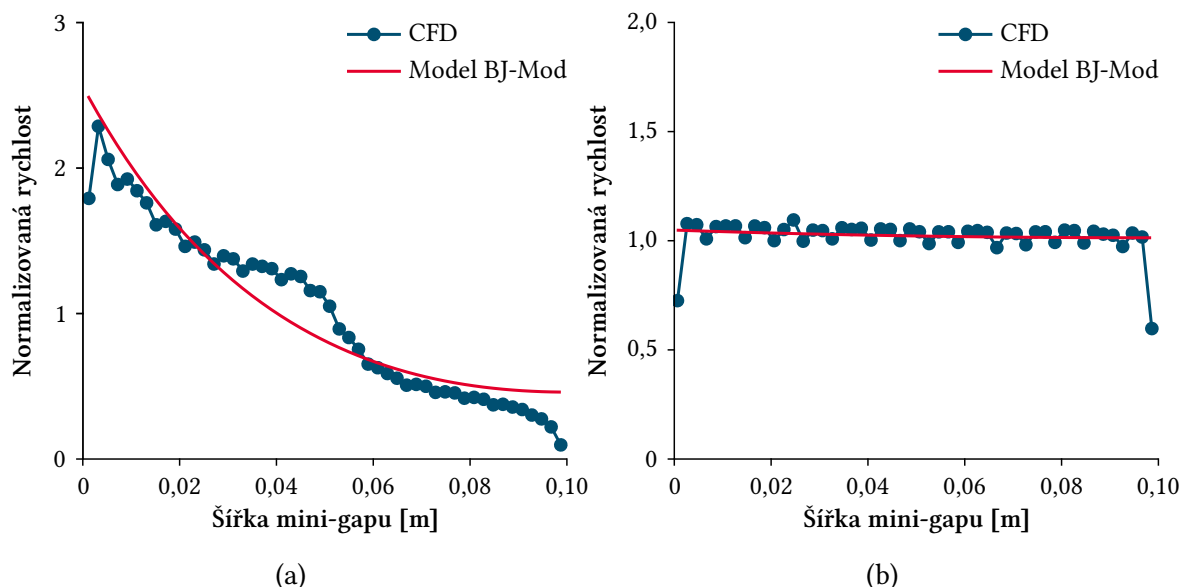
Obrázek 4.15. Srovnání distribuce toku média predikované analytickými modely s daty ze CFD simulací (Kumar & Singh, 2019): (a) mini distribuční systém s U-uspořádáním; (b) mini distribuční systém se Z-uspořádáním – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

měrnost toku většinou mírně podceňují, což je důsledek výše zmíněných odchylek dílčích průtoků v okrajových částech distribučních systémů.

Posledním, avšak zásadním krokem je rozvaha, který modelovací přístup v konkrétní situaci zvolit. Zde je nezbytné poznamenat, že bez tvrdých dat z měření nelze s naprostou jistotou rozhodnout, který z uvedených modelovacích přístupů je přesnější, neboť se jedná pouze o srovnání dvou výpočtů zatížených nepřesnostmi zjednodušujících předpokladů, zaokrouhlovacích chyb atd. Odpověď na otázku, který modelovací přístup je výhodnější, záleží na účelu použití výsledných informací o distribuci toku v systému. Je třeba zvážit, zda je rozdíl ve výsledcích CFD a analytického modelu (byť v základní verzi) natolik významný nedostatek, aby převážil pozitivní faktor extrémně nízkého výpočetního času pro získání výsledku pomocí analytického modelu. Kumar & Singh (2019) ve své práci neuvádějí informace o výpočetní náročnosti CFD simulací, avšak celá zde prezentovaná úloha (zpracování vstupních dat o geometrii a materiálových vlastnostech, vlastní výpočet obou uspořádání pomocí modelu BJ i BJ-Mod a následný *post-processing*) vyžadovala v prostředí Maple pouze 1,3 s.

Výzkumy srovnávající mini distribuční systémy a mini-gaps se zaměřují především na problematiku přenosu tepla (např. Klugmann et al., 2020), nicméně některé výsledky naznačují podobnost trendů distribuce toku v obou typech mini aplikací. Takovým příkladem je práce (Dąbrowski, 2020), jejíž data ze tří numerických simulací byla využita v rámci studie (Fialová & Jegla, 2021) možného využití analytických modelů pro základní predikci distribuce toku v mini-gap zařízení na přenos tepla.

Aby mohla být distribuce toku v mini-gap zařízení řešena analytickým modelem, musela být šterbina o rozměrech $99 \times 1 \times 100$ mm ($\bar{S} \times V \times D$) diskretizována na 50 odběrných míst (jedná se v podstatě o virtuální dílčí větve). Geometrie modelovaných Z-systémů se lišila pouze v hloubce hlavních komor, jejichž obdélníkové průtočné průřezy měly rozměry 1×20 mm, 2×20 mm, resp. 8×20 mm. Ve všech třech případech vstupovala voda do distributoru s hmotnostním průtokem $0,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, což v dílčích větvích odpovídalo Re_T o hodnotě 1950. Dąbrowski (2020) ve své práci využívá pro hodnocení distribuce toku normalizované rychlosti v jednotlivých částech diskretizovaného mini-



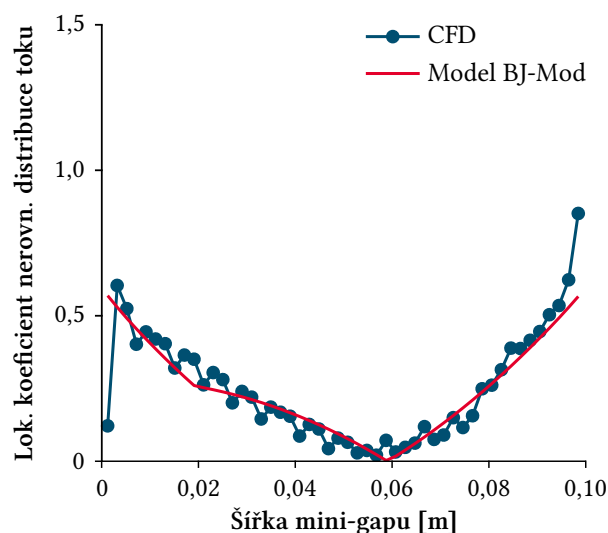
Obrázek 4.16. Srovnání průběhu normalizovaných rychlostí predikovaného analytickým modelem s daty ze CFD simulací (Dąbrowski, 2020): (a) mini-gap s hloubkou komory 1 mm – $\theta_D = 1,10$, $\theta_D = 3,10$; (b) mini-gap s hloubkou komory 8 mm – $\theta_D = 1,00$, $\theta_D = 2,65$ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

gap zařízení (2.8) a lokální koeficient nerovnoměrné distribuce (2.9). Z tohoto důvodu jsou i vlastní výsledky predikce toku pomocí analytického modelu (Fialová & Jegla, 2021) prezentovány v této formě.

Je zřejmé, že výsledkem analýzy distribuce toku využívající analytické modely může být pouze vystižení obecného trendu rozložení látky v mini-gap zařízení. Přínos této informace tkví v lokalizaci potenciálních horkých míst, případně je na jejím základě možné zvolit jinou vhodnější geometrii chladičného zařízení.

Obrázek 4.16 znázorňuje srovnání normalizovaných rychlostí predikovaných analytickým modelem BJ-Mod a obdržených ze CFD analýz (Dąbrowski, 2020) pro dvě konfigurace mini-gap systémů s hloubkou hlavních komor 1 mm (tj. stejnou jako šířka štěrby) a 8 mm. Z těchto grafů je patrný vliv zvyšující se hloubky hlavních komor na obecně rovnoměrnější distribuci toku látky v mini-gap systému, nicméně významný pokles $u_{N,i}$ predikovaný CFD simulacemi v okrajových částech štěrby není schopen analytický model postihnout. Analogicky lze pozorovat největší rozdíly mezi výsledky CFD simulací a modelu BJ-Mod i u koeficientu MC, jehož průběh je znázorněn na obrázku 4.17. Stejně tak je nedostatečná shoda výsledků obou modelovacích přístupů ve střední části štěrby, je-li hloubka hlavních komor malá, jak ukazuje obrázek 4.16(a). Čím je však větší hloubka komory v porovnání se šířkou odtokové štěrby, tím jsou menší rozdíly mezi fluktuujícími CFD daty a výsledky analytického modelu. U mini-gap systému s hloubkou hlavních komor 8 mm (obrázek 4.16(b)) se pak relativní rozdíl normalizovaných rychlostí CFD a modelu BJ-Mod pohybuje v rozmezí pouze $\pm 5\%$.

Lze tedy dosáhnout poměrně dobré shody CFD dat a dat obdržených analytickým modelem, nicméně se nepodařilo přesně definovat závislost hybnostních součinitelů pro tok v distributoru a kolektoru θ_D a θ_C např. na šířce hlavního kanálu. Obecně platná doporučení vhodného nastavení (po vzoru těch pro solární kolektory – viz Bajura & Jones, 1971) tedy zatím není možné formulovat.



Obrázek 4.17. Srovnání lokálního koeficientu nerovnoměrné distribuce predikovaného analytickým modelem s daty ze CFD simulací (Dąbrowski, 2020) u mini-gap systému s hloubkou komory 2 mm – $\theta_D = 0,65$, $\theta_D = 3,10$ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

4.2 Aplikace adaptovaného maticového modelu

Následující příklad nastiňuje využití adaptovaného maticového modelu pro přenos tepla, který byl představen v teoretické části, v situaci, kdy průmyslový subjekt pozoroval zvýšenou poruchovost některých trubek v zařízení na využití procesního tepla při výrobě OSB desek.

Trubkový výměník slouží k přehřevu vzduchu pro jednotkovou operaci sušení. Vzdušina proudí ve dvou chodech v trubkovém prostoru výměníku. Celkový charakter křížového toku je protiproudý, jak je patrné z obrázku 4.18, ve kterém jsou zvýrazněny také problematické trubky identifikované během pravidelných revizí zařízení.

Detailní CFD analýza toku média v trubkách nebyla k dispozici; zásadní překážkou při tvorbě modelu pro detailní numerickou analýzu distribuce toku byla geometrie zařízení (v jednom chodu 2 688 trubek), která by vedla k nepřijatelně 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 mezitrubkovém prostoru 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. Jejich orientační složení uvádí tabulka 4.9, 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 4.19), 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.

Z tohoto pohledu je zvláště nebezpečná přítomnost síry ve formě SO_3 , resp. H_2SO_4 . Při zohlednění obsahu síry a dalších příměsí ve spalinách (dle složení z tabulky 4.9) a za předpokladu, že konverze $\text{SO}_2 \rightarrow \text{SO}_3$ činí 2,8 % (Musil & Novotný, 1982), pak nejkonzervativnější přístup (Musil



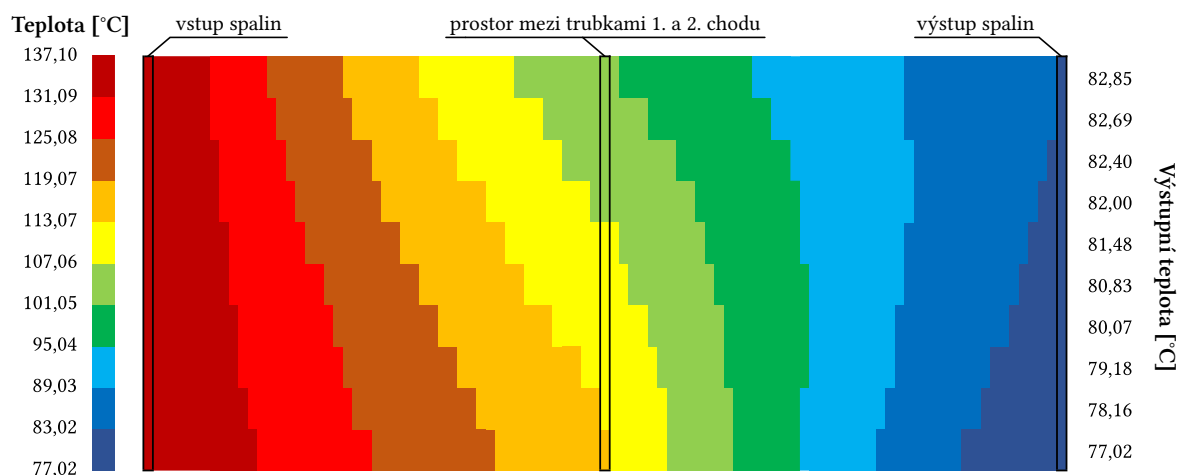
Obrázek 4.18. 3D model spalínového výměníku – převzato z (Vakading spol. s r.o., 2014)

& Novotný, 1982) odhaduje rosný bod spalin dokonce 114,6 °C, a naopak nejméně konzervativní výsledek poskytuje korelace (Banchero & Verhoff, 1975), tj. 105,6 °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 4.20 ukazuje průběh teplot ohřívání 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. Graf na obrázku 4.21

Tabulka 4.9. Složení spalin a vzdušiny; koncentrace všech složek jsou vyjádřeny v [obj. %].

Složka	Spaliny	Vzdušina
N ₂	62,03262	77,24933
HCl	0,00070	0,00053
SO ₂	0,00022	0,00010
NO _x	0,00583	0,00024
CO	0,00451	0,00023
TZL	0,00063	0,00456
O ₂	12,44162	20,15440
H ₂ O	21,80000	2,40000
CO ₂	3,71450	0,19520



Obrázek 4.19. Predikce rozložení teplot spalín ve výměníku obdržená AMM

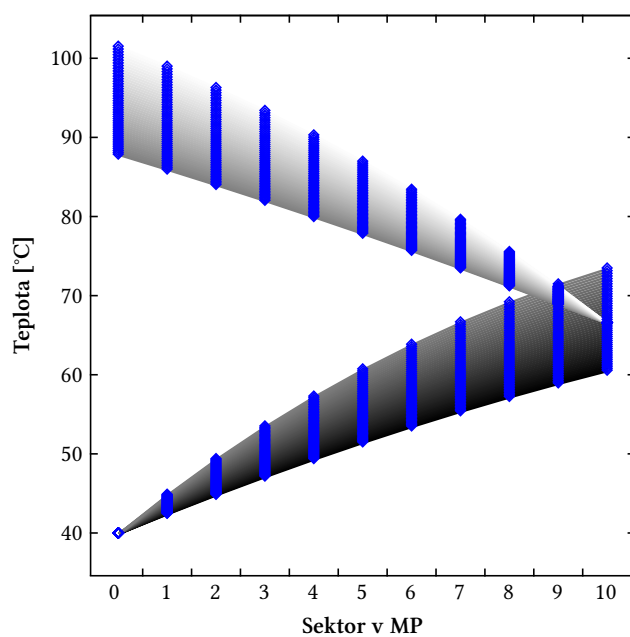
potom znázorňuje lokální hodnoty tepelného výkonu v jednotlivých uzlech. U všech následujících grafů lokálních teplot tepelných výkonů odpovídá nejtmavší spojnice první trubce prvního chodu, nejsvětlejší spojnice poslední (48.) trubce druhého chodu.

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 ohřívané 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 spalín se pohybovaly od $0,015\%$ do $1,033\%$.

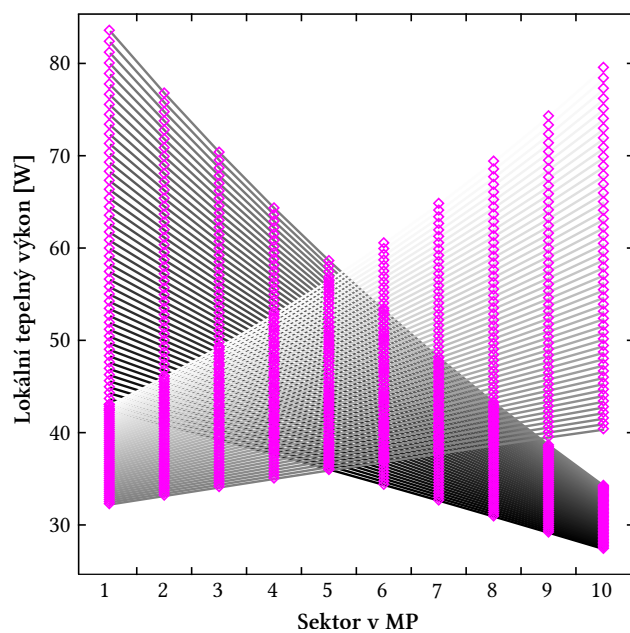
Další zpřesnění výsledků a přiblížení se realitě je možné pouze skrze kombinaci AMM a distribučního modelu, tj. prostřednictvím KMS. Tomuto typu modelování zohledňujícímu nerovnoměrnou distribuci toku látky i tepla se bude věnovat následující část práce 4.3. Prozatím lze shrnout, že analýza přenosu tepla pomocí AMM potvrdila nevyhovující provozní podmínky i za předpokladu rovnoměrného rozdělení látek v TP i MP, které bývá obecně nejvýhodnějším stavem. Zda se jednalo o od počátku nevhodný návrh zařízení, nebo bylo zařízení navrženo původně pro jiné složení spalín a až v průběhu provozu došlo ke změně procesních proudů, se dá pouze spekulovat. Jako možná náprava se jeví použití jiného materiálu trubek odolnějšího vůči kyselým složkám spalín, navýšení teploty spalín, aby nedocházelo k jejich kondenzaci (např. dodatečným ohřevem, případně prostřednictvím vyššího průtoku spalín). Poslední možností je pak kompletní náhrada nevyhovujícího výměníku tepla zcela novým návrhem, který byl pečlivě připraven na míru tomuto provozu.

4.3 Aplikace kompozitního modelovacího systému

Kompletní kompozitní modelovací systém byl aplikován u dvou konvektivních výměníků tepla. Bohužel v prvním případě se jedná o teoretickou úvahu a nastínění analýzy příčin potíží výměníku, neboť nebylo k dispozici dostatečné množství informací. V druhém případě naopak KMS doplňuje informace o zařízení ze starších analýz příčin provozních potíží o detailní údaje lokálního přenosu tepla.



Obrázek 4.20. Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku obou pracovních látek)



Obrázek 4.21. Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku obou pracovních látek)

4.3.1 Model předeříváku vzdušiny zohledňující distribuci toku látky

Jako demonstrace možností propojení AMM na distribuční modely byl proveden výpočet zohledňující výrazně nižší průtok vzdušiny v okrajových trubkách prvního chodu předeříváku vzdušiny, který byl popsán případovou studií v předcházející části 4.2. Tato hypotéza vychází z výsledků reportovaných v literatuře pro výměníky s T-uspořádáním, viz např. ohříváky (Lalot et al., 1999), zanášející se výměník (Turek et al., 2012) či aditivně vyrobené zařízení (Chu et al., 2019). V trubkách umístěných přímo pod vstupním hrdlem mohou činit průtoky několikanásobek ideální hodnoty a v krajním případě může docházet až k jejich přesycení (tekutina víří v ústí trubek brání dalšímu vtoku), zatímco v okrajových větvích se extrémní nerovnoměrnost distribuce může naopak projevit zpětným tokem látky.

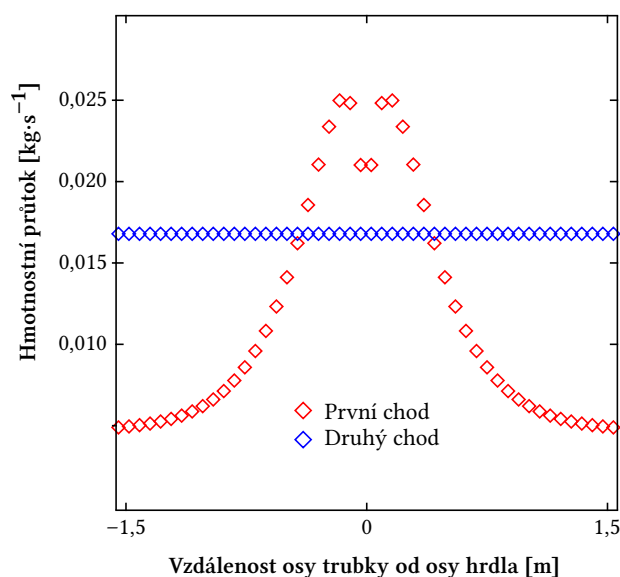
Jak bylo uvedeno dříve, komerční aplikace HTRI nedisponuje možností zahrnout nerovnoměrný tok v TP, proto v tomto případě postrádá smysl srovnávat výsledky vyvíjeného AMM a HTRI coby lídra na trhu. Avšak (s ohledem na dobrou shodu výsledků AMM a HTRI u předcházející úlohy s rovnoměrnou distribucí látek) je díky AMM možné poměrně dobře ukázat lokální i globální důsledky nerovnoměrné distribuce toku na přenos tepla ve výměníku. Kvůli vysokému počtu dílčích větví a T-uspořádání distribučního systému se nabízí dva způsoby modelování distribuce toku – analytický model a 2D CFD model. Oba modelovací přístupy jsou omezeny řadou zjednodušujících předpokladů, nicméně s jejich pomocí je možné docílit základních odhadů trendů rozdělení tekutiny ve svazcích trubek v přijatelném čase.

Za předpokladu, že coby vstupní objem mezi hrdlem a trubkami prvního chodu (viz 4.18) bude uvažován pouze kvádr, lze pro odhad nerovnoměrného rozdělení toku v trubkách prvního chodu použít analytický model prezentovaný v práci (Lalot et al., 1999). Tímto zjednodušujícím předpokladem je možné stanovit limitní (maximální) případ nerovnoměrné distribuce v prvním chodu trubek, neboť přechodový objem (blízký svým tvarem komolému jehlanu) mezi přívodním potrubím a kvádrem bude mít spíše pozitivní vliv na rozdělení látky. Výsledné rozdělení toku v jednotlivých trubkách řešeného 2D řezu výměníkem je znázorněno graficky na obrázku 4.22. Je nutné poznamenat, že analytický model (Lalot et al., 1999), který je reprezentován rovnicí (4.1), slouží ke stanovení průtoku v dílčích větvích pouze T-systémů; v druhém chodu je tedy předpokládáno rovnoměrné rozdělení toku vzdušiny.

$$u_T(e^+) = u_{id}(a - b) \left(1 - \frac{\alpha \exp(-\beta' e^+) - \delta \exp(-\gamma' e^+)}{\alpha - \delta} \right) \quad (4.1)$$

V rovnici (4.1) značí u_T rychlost proudění látky v aktuálně řešené trubce, u_{id} (ideální) průměrnou rychlost proudění látky v trubce a e^+ vyjadřuje bezrozměrnou vzdálenost mezi osou hrdla a řešené trubky. Všechny zbývající bezrozměrné koeficienty, které zohledňují např. geometrické parametry distribuční komory, stanovili Lalot et al. (1999) empiricky na základě provedených experimentů. Samotné připojení distribučního modelu (Lalot et al., 1999) k přípravným výpočtům AMM je triviální, zahrnutí výsledků distribučního modelu do vlastního tepelného modelu pak neovlivňuje výpočetní čas prakticky vůbec.

Silně nerovnoměrná distribuce tekutiny v prvním chodu výměníku způsobuje více než 16% pokles výkonu řešené části zařízení ve srovnání s výsledky úlohy předpokládající rovnoměrné rozložení látky. Výrazný pokles je predikován i u celkové účinnosti zařízení, neboť průměrná výstupní teplota spalin v tomto případě vzrostla o více než 9 °C. Navíc lze pozorovat extrémní rozdíly mezi teplotami vzdušiny na konci prvního chodu trubek, kdy se teploty pohybují mezi 62,049 °C (na výstupu z 22. trubky) až po 106,285 °C (na konci 48. trubky). Přitom maximální výstupní teplota vzdušiny v druhém chodu je (pouze) 109,820 °C. Na obrázku 4.23 je zobrazen průběh teploty vzdu-



Obrázek 4.22. Distribuce toku vzdušiny – v prvním chodu TP predikovaná analytickým modelem, v druhém chodu TP předpokládáno rovnoměrné rozdělení látky

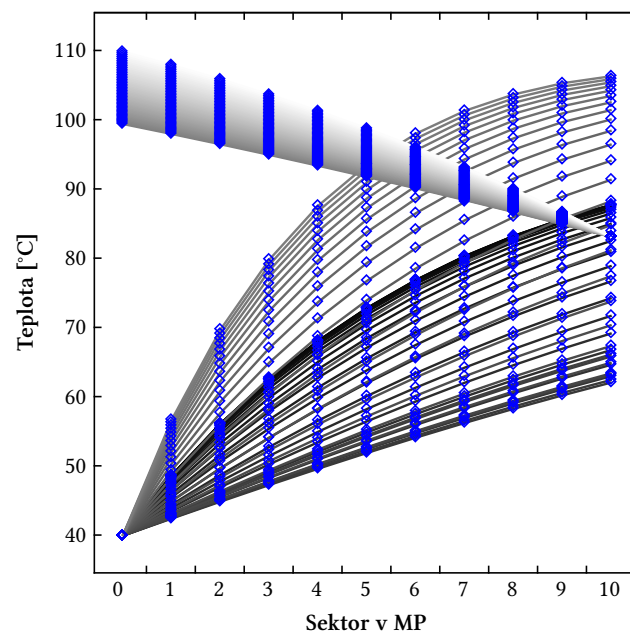
šiny na výstupech z jednotlivých uzlů (každá spojnice znázorňuje jednu trubku). Obrázek 4.24 pak ukazuje lokální hodnoty tepelného toku pro řešené uzly.

Zjednodušení geometrie na 2D řez pro účely CFD simulace je ve srovnání s analytickým modelem výrazně náročnější, avšak prostřednictvím CFD modelu je možné odhadnout průtoky látky i v druhém chodu trubek. Opět je nutné poznamenat, že se jedná pouze o odhad nerovnoměrnosti toku, neboť obecně nelze doporučit zjednodušení domény na 2D pro podobné geometrie (tedy pro ne zcela symetrická zařízení). Další překážkou byly nekompletní informace o geometrii hlavních komor a navazujícího potrubí, jejichž některé rozměry musely být pouze odhadnuty. Zde je na místě diskuze, zda takový výpočet může ještě přinést kýženou vysokou přesnost a spolehlivost údajů v poměru k nezbytnému času na přípravu a provedení simulace. Autorka práce si je vědoma této slabiny, proto data z provedené CFD analýzy slouží pouze jako ilustrace možností použití vyvíjeného modelovacího systému a pro ukázkou dopadů nerovnoměrné distribuce látky na přenos tepla v zařízení.

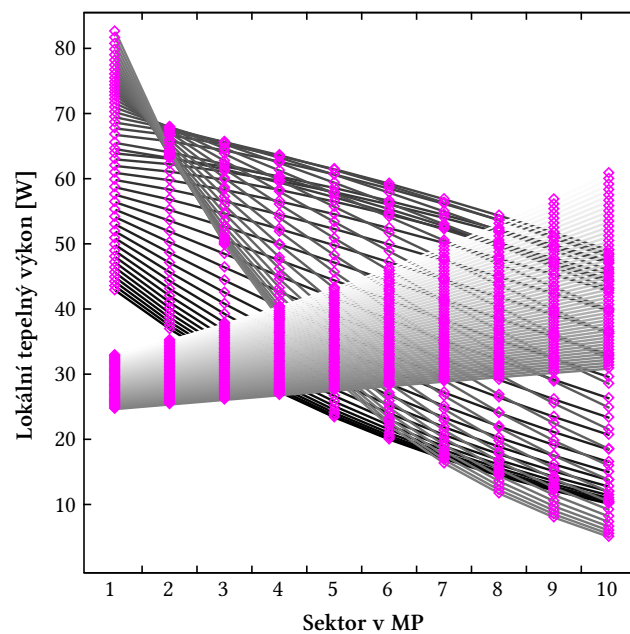
Proudění vzdušiny 2D doménou (viz obrázek 4.25) bylo modelováno jako izotermní při střední teplotě $T = 67\text{ °C}$. Pro simulaci bylo zvoleno následující nastavení ANSYS Fluent:

- *pressure-based solver, absolute velocity formulation, double-precision;*
- *k- ϵ model se stěnovou funkcí non-equilibrium;*
- *SIMPLE pressure-velocity coupling, Green-Gauss node based gradient;*
- druhý řád prostorové diskretizace pro tlak, resp. druhý řád *upwind* pro hustotu, hybnost, turbulentní kinetickou energii a rychlost disipace kinetické energie turbulence;
- okrajové podmínky typu: *mass flow inlet* (pro modelovanou část výměníku činil průtok $12,24\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$), *pressure outlet* (101 325 Pa), *no-slip wall* (drsnost stěn 0,15 mm);
- transientní simulace – implicitní formulace druhého řádu.

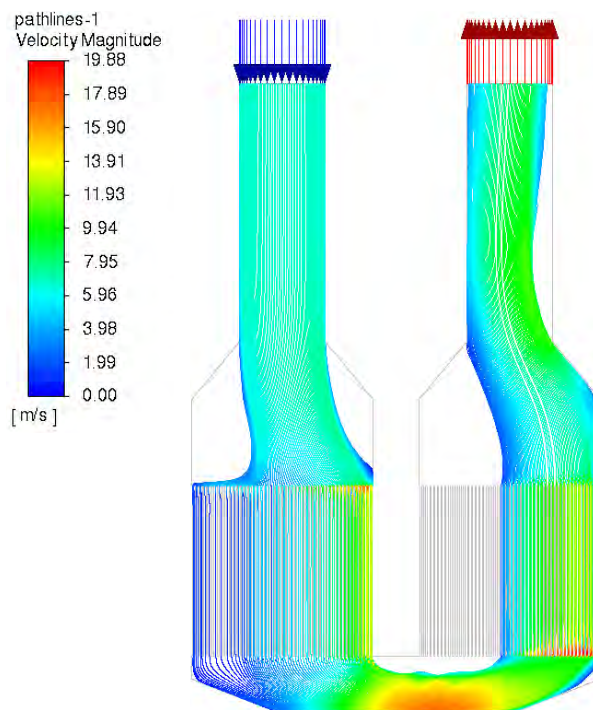
Stacionární simulace vedla k velmi nepravidelnému tvaru křivky distribuce toku v obou chodech výměníku, přičemž RSD bylo odhadováno v prvním chodě trubek na 67,11 %, v druhém chodě dokonce 87,77 %. V následující transientní simulaci (viz graf na obrázku 4.26) došlo k mírnému poklesu odhadu RSD na 66,27 % v prvním chodu a 84,26 % v druhém chodu trubek, avšak celkový



Obrázek 4.23. Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalin, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí analytického modelu)



Obrázek 4.24. Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalin, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí analytického modelu)



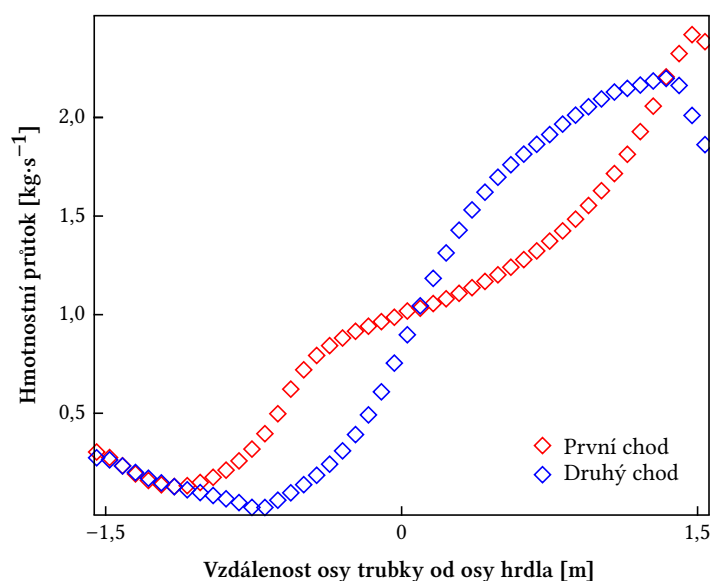
Obrázek 4.25. Proudnice obarvené velikostí rychlosti proudění predikované 2D CFD modelem

charakter rozdělení toku média zůstal nezměněn. Předcházející obrázek 4.25 proudnic obarvených velikostí rychlosti média potom jasně ukazuje nevyhovující rozdělení toku už v distribuční komoře řešeného CFD modelu.

Pro následnou tepelnou analýzu byly využity výsledky transientní simulace. AMM predikoval i v tomto případě vyšší teplotu spalin o více než 8 °C ve srovnání s výsledky úlohy s rovnoměrnou distribucí toku pracovních látek. Nejvyšší teploty (121,79 °C) bylo dosaženo na výstupu ze 14. trubky, ve které dle závěrů 2D CFD modelu proudilo pouze 1,81 % ideálního průtoku. Naopak nejmenší nárůst teploty ohříváné vzdušiny byl odhadován ve 41. trubce druhého chodu, kde byla odhadována více než dvojnásobná hodnota dílčího průtoku ve srovnání s ideální hodnotou průtoku odpovídající rovnoměrnému rozdělení látky. Průběh teploty média v trubkách je zobrazen na obrázku 4.27.

Odhadovaný pokles výkonu o 14,53 % byl nižší, než jaký predikoval AMM v kombinaci s analytickým modelem (Lalot et al., 1999). Nicméně extrémně nízký průtok v některých trubkách zapříčinil také v podstatě nulové hodnoty tepelného toku a dané části výměníku lze označit za zcela nefunkční. Tento deficit pak musel být kompenzován v jiných částech výměníku. Zatímco při rovnoměrném rozdělení toku obou látek se lokální tepelný tok pohyboval v rozmezí 27,38–83,51 W, stav predikovaný kombinací AMM a 2D CFD modelu vedl k rozpětí 0,03–93,43 W. Graf lokálních hodnot tepelných toků pro tento případ je zobrazen na obrázku 4.28.

Kompletní srovnání všech tří stavů, resp. způsobů modelování, nabízí tabulka 4.10 s hodnotami vybraných parametrů. Jako nejvýhodnější stav se dle těchto výsledků jeví rovnoměrná distribuce toku vzdušiny, což mimo jiné vyplývá i z předpokladu rovnoměrně distribuovaných spalin, se kterým pracovaly všechny tři úlohy. Jistou výhodou nerovnoměrného rozdělení toku média v TP je, že lze dosáhnout vyšších výstupních teplot spalin, jak ukázaly oba příklady nerovnoměrné distribuce vzdušiny. Nicméně navýšení teploty nebylo dostatečné ani v jednom z příkladů a došlo pouze k relokaci problematických míst, kde by mohlo dojít ke kondenzaci kyselých spalin. Stav se silně



Obrázek 4.26. Distribuce toku vzdušiny predikovaná pomocí transientní CFD simulace

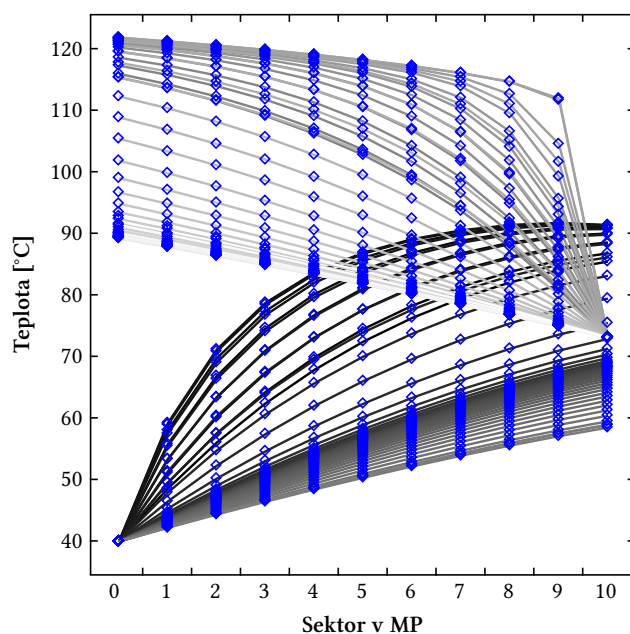
Tabulka 4.10. Srovnání výsledků termických analýz jedné řady trubek

	AMM	AMM + analytický model	AMM + CFD model
RSD (1./2. chod v TP), %	–	61,13 / 0	66,27 / 84,26
Výstupní teplota spalín, °C	80,67	89,78	88,87
Výstupní teplota vzdušiny, °C	94,09	104,20	92,98
Max. teplota vzdušiny, °C	101,43	109,82	121,79
Termická účinnost, %	58,06	48,68	49,62
Tepelný výkon, kW	44,30	37,15	37,87

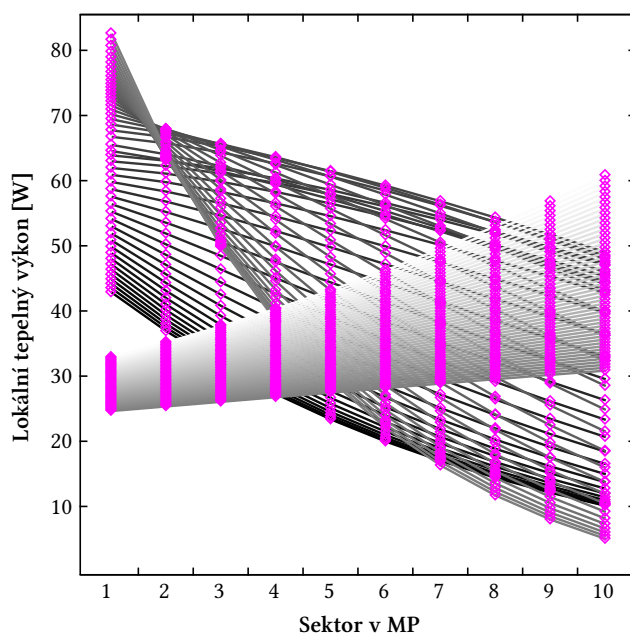
nerovnoměrnou distribucí jednoho z médií tedy není z dlouhodobého hlediska žádoucí.

Příklad řešeného predehříváku vzdušiny plně ukazuje nebezpečnost chování nerovnoměrné distribuce toku – přestože CFD simulace predikovala extrémně nerovnoměrné rozdělení látky v trubkách, na celkovém výkonu zařízení se to projevilo poměrně málo. Zásadní vliv na dlouhodobý a bezporuchový provoz zařízení mají lokální projevy nerovnoměrné distribuce toku procesních látek, tedy lokální přetížení extrémními průtoky (nulovými, případně obráceným tokem, nebo příliš vysokými) a z nich vyplývající teplotní extrémy.

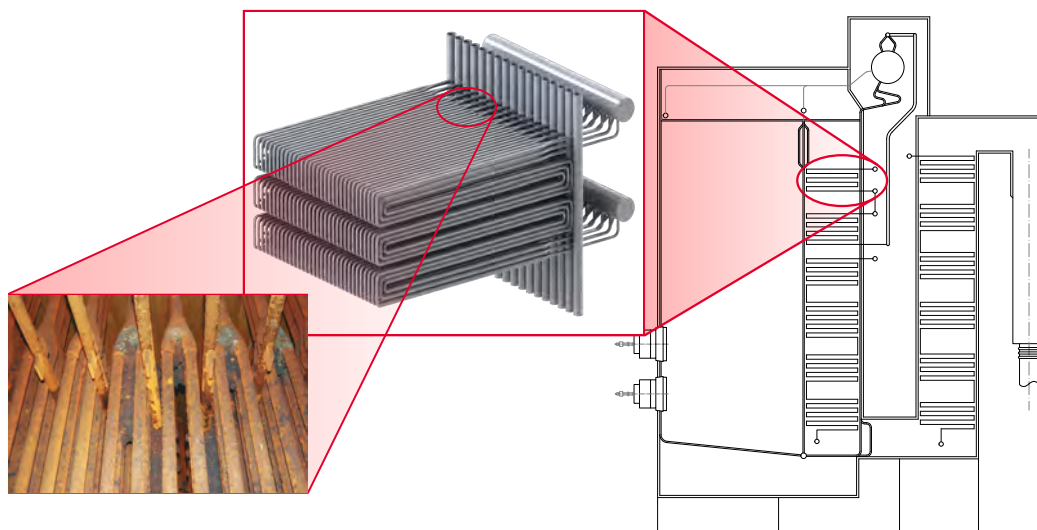
Kromě již zmíněných podnětů (viz předcházející kapitola 4.2) by u daného zařízení bylo vhodné zvážit také konstrukční prvky upravující tok v TP, jako jsou například přepážky (síta či děrované plechy) nebo vodící žebra.



Obrázek 4.27. Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládána rovnoměrná distribuce toku spalin, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí 2D CFD simulace)



Obrázek 4.28. Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládána rovnoměrná distribuce toku spalin, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí 2D CFD simulace)



Obrázek 4.29. Schéma kotle doplněné o fotografie z provedené diagnostiky a detail geometrie přehříváku páry – upraveno dle (Jegla & Fialová, 2018)

4.3.2 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 4.29), jenž měl produkovat $60 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ ($16,7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) přehřáté páry o teplotě přibližně 370°C . Ve spalovací komoře s obdélníkovým průřezem a rozměry $5,0 \times 7,2 \times 18,4 \text{ m}$ ($\text{Š} \times \text{D} \times \text{V}$) byly instalovány čtyři hořáky ve výšce 7,5 a 10,0 m. Tyto hořáky umožňovaly spalování kapalných paliv (těžkého topného oleje a dehtových směsí) a zemního plynu. V membránových stěnách spalovací komory a druhého tahu kotle, tvořenými trubkami o průměru 57 mm a ocelovými pásy o šířce 75 mm, byla integrována výparníková sekce o teplosměnné ploše 550 m^2 . 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.

Mezi návrhovými parametry celého zařízení a reálnými hodnotami naměřených dat při spalování zemního plynu byly zjištěny výrazné rozdíly (Nadř, 2019). Kvůli předcházejícím provozním potížím byl tak celý parní kotel podroben diagnostice, která měla určit zbývající životnost tlakového systému kotle a z níž pochází i fotografie zobrazená na obrázku 4.29. 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 4.29, přehřívák měl hlavní komory umístěné mimo prostor spalín. Většina dílčích větví přehříváku obsahovala „Y“ segmenty (viz fotografie 4.29), díky nimž byl samotný svazek tvořen celkem 198 trubkami. Základní parametry zařízení jsou shrnuty v tabulce 4.11. Problémy přehřívá-

Tabulka 4.11. Základní parametry přehříváku páry

Geometrické parametry		
Počet chodů TP	6	
Počet řad trubek (V × D)	3	66
Uspořádání toku	Protiproudý křížový tok	
Provozní parametry		
Pracovní látka	Spaliny	Přehřátá pára
Průtok, kg·s ⁻¹	17,8	16,7
Teplota na vstupu, °C	734,0	248,2
Teplota na výstupu, °C	495,5	369,0

váku pak zahrnovaly:

- praskání trubek šestého chodu (z hlediska proudění látky v TP) v blízkosti membránové stěny,
- nesprávně použitý materiál trubek,
- silné vrstvy nánosů spalin především na hadech v ose kotle,
- plošnou korozi teplosměnných ploch ze strany spalin,
- nutnost odstavení dílčích „Y“ větví č. 01 a č. 03 (Naď, 2019),
- trhliny na komoře kolektoru (Nekvasil & Jegla, 2014).

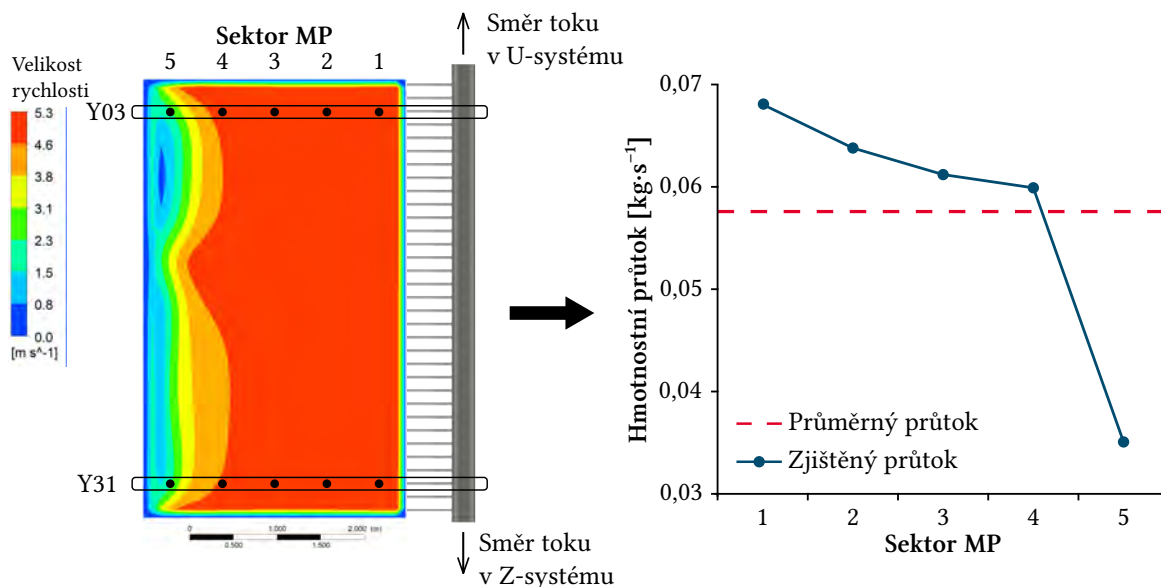
Na základě těchto výsledků nedestruktivní kontroly a laboratorních zkoušek bylo doporučeno provádět pravidelné čištění nánosů spalin při odstávkách zařízení, sledování zeslabování tloušťek trubek a navazující důkladná kontrola přehříváku.

Analýza využívající zobecněný CFD model (Naď et al., 2018) odhalila silně nerovnoměrné rozdělení spalin po obratu mezi prvním a druhým tahem kotle. Tato nevyhovující distribuce spalin byla jednou z příčin úbytku materiálu stěn a praskání trubek přehříváku. Naď se v rámci svého výzkumu (Naď, 2019) věnoval poškozování trubek vlivem teploty, přičemž se zaměřil na tok spalin ve volném prostoru spalovací komory a v mezitrubkovém prostoru řešeného přehříváku. Nerovnoměrné rozdělení toku páry v TP 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:

1. představení základního principu KMS a vhodných metod řešení (Jegla & Fialová, 2018; Fialová & Jegla, 2018)
2. prvotní výsledky použitého tepelného modelu zohledňujícího geometrii svazku trubek a tedy i nerovnoměrný ohřev pracovní látky (Fialová & Jegla, 2019b),
3. využití kompletního KMS a srovnání s výsledky komerčního softwaru (Fialová & 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. Naopak dle dat ze CFD simulací, teplotní a rychlostní pole spalin v prostoru těsně nad trubkami „Y03“ a „Y31“ zapříčinila rozdíl o více než 20°C v průměrných teplotách spalin. Celkově bylo tedy vyhodnocováno pět zátěžných stavů (scénářů distribuce toku): (1) rovnoměrná distribuce toku páry i spalin, (2) větev „Y03“ U-systému,



Obrázek 4.30. Distribuce toku spalin: (a) rychlostní pole v prostoru právě nad řešeným svazkem trubek dle dat ze CFD simulace (Naď, 2019); (b) graf hodnot průtoků spalin v jednotlivých sektorech mezitrubkového prostoru výměníku – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

(3) větev „Y31“ U-systému, (4) větev „Y03“ Z-systému, (5) větev „Y31“ Z-systému.

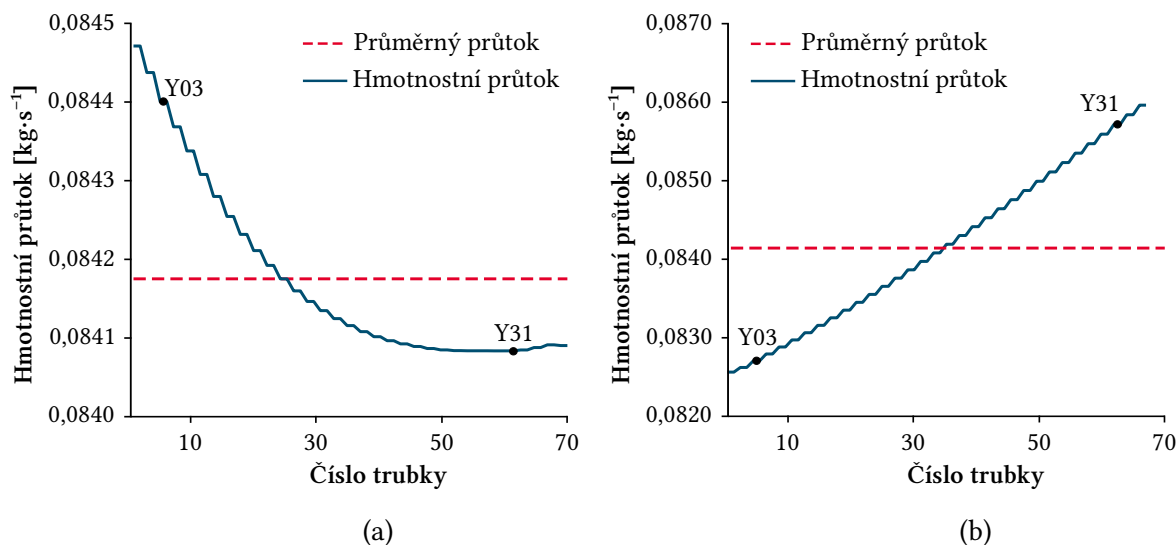
Další předpoklady souvisely s dostupnými daty a modely zajišťujícími okrajové podmínky pro tepelnou analýzu. Data ze CFD simulací byla zjišťována v pěti řezech doménou (Naď, 2019). Diskretizace prostoru spalin proto vycházela z tohoto dělení na pět sektorů a jim odpovídajících pět dílčích proudů spalin (viz schématické znázornění na obrázku 4.30). Co se týče toku přehřáté páry, KMS využívá kvazi-1D modely distribuce toku v trubkovém systému (přesněji model BJ, viz Fialová & Jegla, 2021) bez dodatečných aproximací a tedy

- v rámci odběrného místa je předpokládána rovnoměrná distribuce toku páry do všech tří Y-hadů,
- přehřátá pára je v rámci „Y“-segmentu rozdělena rovnoměrně, tj. každé dva dílčí průtoky mají stejnou hodnotu (což ústí v schodovitý tvar křivky rozdělení tekutiny na příslušných grafech na obrázku 4.31).

Distribuce toku přehřáté páry v TP byla predikována poměrně rovnoměrná – RSD dosahovalo hodnoty pouze 0,14 % v případě U-systému a 1,22 % v případě Z-systému. Z hlediska normalizovaných průtoků trubkami 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 dá se předpokládat, že by neměly ani příliš ovlivnit celkový výkon či účinnost výměníku.

Tento předpoklad potvrdily výpočty uvažující tok systémem typu „Z“, kdy v řešených částech „Y03“ a „Y31“ činil výkon 82 500 W, resp. 82 855 W a predikovaná účinnost 48,56 %, resp. 48,78 %. Pro srovnání – u rovnoměrné distribuce obou látek byl pomocí KMS predikován výkon 82 665 W a účinnost 48,68 %; relativní rozdíly těchto parametrů se tedy pohybovaly okolo 0,20 %.

Nerovnoměrná distribuce spalin podél trubky již vykazovala výrazně vyšší RSD – přes 17 %. Kombinace rovnoměrného toku páry a nerovnoměrného toku spalin sice způsobila mírný nárůst



Obrázek 4.31. Distribuce přehřáté páry predikovaná pro: (a) U-systém; (b) Z-systém – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)

Tabulka 4.12. Srovnání výsledků analýz jedné sekce trubek přehříváku obdržení pomocí KMS a HTRI – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)

Modelovací přístup	Teplota spalin		Teplota páry		Tepelný výkon	Termická účinnost
	in	out	in	out		
HTRI – rovnoměrný tok	734,00 °C	495,52 °C	248,20 °C	369,02 °C	83 417 W	49,09 %
KMS – rovnoměrný tok	734,00 °C	497,53 °C	248,20 °C	368,18 °C	82 665 W	48,68 %
KMS – U-systém, Y03	754,76 °C	504,46 °C	248,20 °C	369,23 °C	83 429 W	47,25 %
KMS – U-systém, Y31	731,92 °C	503,40 °C	248,20 °C	369,30 °C	83 273 W	47,47 %
KMS – Z-systém, Y03	754,76 °C	505,05 °C	248,20 °C	371,69 °C	83 218 W	47,13 %
KMS – Z-systém, Y31	731,92 °C	502,85 °C	248,20 °C	367,03 °C	83 466 W	47,58 %

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 spalin, 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, tepelný výkon a termickou účinnost. V tabulce 4.12 jsou shrnuty výsledky obdržené pomocí KMS a pro srovnání také výstupy úlohy simulované pomocí nástroje HTRI.

Nejvýraznější rozdíl oproti výsledkům při rovnoměrném toku obou médií byl u tepelného výkonu predikován pro had „Y31“ v Z-systému, jehož výkon byl o přibližně 800 W vyšší. Nejvyšší pokles účinnosti byl predikován také u uspořádání typu „Z“, avšak v hadu „Y03“. V tomto případě činil relativní rozdíl více než 3 %. Zásadním rysem scénáře „Y03“ v Z-systému byl nejnížší průtok

páry v TP a naopak nejvyšší průměrná teplota spalín ve vstupní části výměníku. Výsledky analýzy potvrdily, že se jednalo o nevyhovující provozní podmínky, což bylo také v souladu s dokumentovanými potížemi řešeného přehříváku. Naopak kombinace vyšších průtoků páry i spalín, která byla předpokládána v hadu „Y03“ U-systému, měla tlumící efekt a z hlediska ohřívání páry nevedla k významnému nárůstu její maximální teploty. Nutno poznamenat, že tabulka 4.12 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.

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 zanedbávána, 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 představen kompozitní modelovací systém, který skrze kombinaci běžně používaných výpočtových postupů a zpřesňujících modelů rychle a přesně identifikuje slabá místa klasického návrhu procesního zařízení.

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. 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 trubkovém a mezitrubkovém prostoru; 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:

- diferenciální 1D model distribuce toku média v trubkovém prostoru zařízení se standardními válcovými komorami (dílčí cíl 2);
- diskrétní (algebraický) 1D model distribuce toku média v trubkovém prostoru zařízení, jehož komory mají nekonzantní průtočný průřez (výsledek dílčího cíle 4);
- zobecněný CFD model simulující tok tekutiny v širokých kanálech pro stanovení distribuce toku látky v mezitrubkovém prostoru výměníku (za předpokladu, že je požadováno zohlednit vliv nerovnoměrného toku látky v MP a zároveň nejsou k dispozici naměřená data);
- adaptovaný maticový model pro 2D analýzu přenosu tepla v zařízení (dílčí cíl 3).

Jak bylo v této práci ukázáno na konkrétních příkladech, použité doplňkové metody jsou výpočetně nenáročné a jak ukázalo srovnání s komerčním softwarem, jsou zároveň i dostatečně přesné. Kompozitní modelovací systém lze využít k rychlé analýze nejvhodnějšího návrhu individuálního zařízení na výměnu tepla a je přenositelný i na návrh trubkových sekčních výměníků tepla.

Výsledky vývoje dílčích výpočtových modelů a kompozitního modelovacího systému jako celku byly prezentovány na úlohách čerpajících z literatury, na případových studiích z průmyslové praxe a

vlastního experimentálního výzkumu (dílčí cíle 4 a 5).

5.1 Budoucí práce

Na základě obdržení pozitivních ohlasů a uznání ze strany odborné veřejnosti na dosud publikované výsledky výzkumu¹ 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 kompozitního modelovacího systému stále probíhá. Řada podnětů pro budoucí práci již byla v práci zmíněna, proto níže následuje shrnutí těch nejpodstatnějších kroků.

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 konvektivních částí zařízení, ale pomocí *low-cost* modelů i u radiální sekce 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.

¹Konference PRES 2018 – příspěvek „Development of heat and fluid flow distribution modelling system for analysing multiple-distributed designs of process and power equipment“ byl v konkurenci 234 posterů ohodnocen v soutěži o nejlepší poster The Best Poster Competition a obdržel čestné ocenění Zdeněk Burianec Memorial Award. Současně také získal 2. místo v rámci soutěže Energies Journal Award.

Konference CHISA 2019 – v soutěžní posterové sekci (celkem 84 příspěvků) získal příspěvek „Experimentální ověření modelů distribuce toku ve větvených systémech“ 2. cenu České společnosti chemického inženýrství.

Kongres MHMT 2020 – příspěvek „Experimental and Computational Modelling of Flow Distribution“ byl oceněn v soutěži o nejlepší poster titulem Best Paper Award.

Reference

- Acrivos, A., Babcock, B.D., & Pigford, R.L. 1959. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*, **10**(1), 112–124.
- Anbumeenakshi, C., & Thansekhar, M.R. 2016. Experimental investigation of header shape and inlet configuration on flow maldistribution in microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **75**, 156–161.
- ANSYS Inc. 2016. *ANSYS Fluent Theory Guide, Release 2021 R2*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- ANSYS Inc. 2017. *ANSYS Best Practice Guidelines*. ANSYS Fluent podpůrné materiály.
- ANSYS Inc. 2021. *ANSYS Fluent User's Guide, Release 2021 R2*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- API Standard 530. 2008. *Calculation of Heater-tube Thickness in Petroleum Refineries*, 6th ed. API Publishing Services, Washington, D.C., USA.
- API Standard 560. 2007. *Fired Heaters for General Refinery Service*, 4th ed. API Publishing Services, Washington, D.C., USA.
- Arie, M.A., Shooshtari, A., Rao, V.V., Dessiatoun, S.V., & Ohadi, M.M. 2016. Air-side heat transfer enhancement utilizing design optimization and an additive manufacturing technique. *Journal of Heat Transfer*, **139**(3), 031901:1–031901:12.
- Baek, S., Lee, C., & Jeong, S. 2014. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger. *Cryogenics*, **60**, 49–61.
- Bailey, B.J. 1975. Fluid flow in perforated pipes. *Journal of Mechanical Engineering Science*, **17**(6), 338–347.
- Bajura, R.A. 1971. A model for flow distribution in manifolds. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **93**, 7–12.
- Bajura, R.A., & Jones, E.H. 1971. Flow distribution manifolds. *Journal of Fluids Engineering*, **98**(4), 654–665.
- Banchero, J.T., & Verhoff, F.H. 1975. valuation and interpretation of the vapour pressure data for sulfuric acid solutions with applications to flue gas dewpoints. *Journal of the Institute of Fuel*, **48**(6), 76–80.
- Bassiouny, M.K., & Martin, H. 1984a. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers–II Z-type arrangement. *Chemical Engineering Science*, **39**(4), 701–704.

- Bassiouny, M.K., & Martin, H. 1984b. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers—I U-type arrangement. *Chemical Engineering Science*, **39**(4), 693–700.
- Baukal, C.E. 2013. *The John Zink Hamworthy combustion handbook: Volume 1 – Fundamentals*, 2nd ed. Boca Raton, FL, USA: CRC Press.
- Bava, F., & Furbo, S. 2016. A numerical model for pressure drop and flow distribution in a solar collector with U-connected absorber pipes. *Solar Energy*, **134**, 264–272.
- Bern, M., & Plassmann, P. 2000. Mesh generation. In *Handbook of Computational Geometry*, 291–332. J.R. Sack and Urrutia, J., Eds., North-Holland: Amsterdam.
- Bernasovský, P. 2017. *Prípady havárií zváraných konštrukcií*. Bratislava: Výskumný ústav zvaračský – Priemyselný inštitút SR.
- Bhutta, M.M. Aslam, Hayat, N., Bashir, M.H., Khan, A.R., Ahmad, K.N., & Khan, S. 2012. CFD applications in various heat exchangers design: A review. *Applied Thermal Engineering*, **32**, 1–12.
- Bialožyt, M. 2012. *Modelování proudění v zařízeních procesního průmyslu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce doc. Ing. Jiří Hájek, Ph.D.
- Bott, T. 1995. *Fouling of Heat Exchangers*. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Science.
- Buzík, J. 2017. *Analýza cyklické únavy trubkového svazku vlivem proudění pracovního média*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dizertační práce. Vedoucí práce prof. Ing. Stanislav Vejvoda, CSc.
- Cabezas-Gómez, L., Navarro, H.A., & Saiz-Jabardo, J.M. 2007. Thermal performance of multipass parallel and counter-cross-flow heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, **129**(3), 282–290.
- Cacková, T. 2020. *Náhrada trubkových výměníků tepla v cfd výpočtech proudění*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Jiří Vondál, Ph.D.
- Carluccio, E., Starace, G., Ficarella, A., & Laforgia, D. 2005. Numerical analysis of a cross-flow compact heat exchanger for vehicle applications. *Applied Thermal Engineering*, **25**(13), 1995–2013.
- Chýlek, M. 2018. *Tok látek v nestandardních procesních a energetických zařízeních*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.
- Cho, E.S., Choi, J.W., Yoon, J.S., & Kim, M.S. 2010. Modeling and simulation on the mass flow distribution in microchannel heat sinks with non-uniform heat flux conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**(7-8), 1341–1348.
- Chu, W., Bennett, K., Cheng, J., Chen, Y., & Wang, Q. 2019. Numerical study on a novel hyperbolic inlet header in straight-channel printed circuit heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **146**, 805–814.
- Churchill, S.W. 1977. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineering*, **84**(24), 91–92.

- Dario, E.R., Tadrist, L., & Passos, J.C. 2013. Review on two-phase flow distribution in parallel channels with macro and micro hydraulic diameters: Main results, analyses, trends. *Applied Thermal Engineering*, **59**(1–2), 316–335.
- Datta, A.B., & Majumdar, A.K. 1983. A calculation procedure for two phase flow distribution in manifolds with and without heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **26**(9), 1321–1328.
- Dąbrowski, P. 2020. Mitigation of flow maldistribution in minichannel and minigap heat exchangers by introducing threshold in manifolds. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, **13**(3), 815–826.
- Dillon, J.J., Desch, P.B., Lai, T.S., Flynn, D.J., & Nalco Company. 2011. *The nalco guide to boiler failure analysis, 2nd ed.* New York, NY, USA: McGraw-Hill.
- Dohnal, M., & Hájek, J. 2016. Computational analysis of swirling pipe flow. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 757–762.
- Domingos, J.D. 1969. Analysis of complex assemblies of heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **12**(5), 537–548.
- Dudar, O.I., & Dudar, E.S. 2017. Application of 1D finite element method in combination with laminar solution method for pipe network analysis. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **262**, 012085.
- Elsevier B.V. 2022. *Scopus*. <www.scopus.com> [cit. 2022-05-01].
- Energetický regulační úřad. 2020. *Roční zprávy o provozu*. Oddělení statistiky a sledování kvality ERÚ, Praha. <www.eru.cz/cs/elektrina/statistika-a-sledovani-kvality/rocní-zpravy-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].
- Facão, J. 2016. Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements. *Solar Energy*, **120**, 104–112.
- Fialová, D. 2015. *Analýza distribuce toku v systémech s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Bakalářská práce. Vedoucí práce Vojtěch Turek.
- Fialová, D. 2017. *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Vojtěch Turek.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2018. Modelling of fluid flow and heat distribution in a specific heat exchanger. *Pages 209–212 of: ENGINEERING MECHANICS 2018 PROCEEDINGS, May 14–17, Svratka, Czech Republic*, 209–212.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2019a. Experimentální ověření modelů distribuce toku ve větvených systémech. In: *Kniha abstraktů, 66. konference chemického a procesního inženýrství CHISA 2019, Říjen 21–24, Seč, Česká republika*. Příspěvek č. 0019.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2020. Experimental and computational modelling of flow distribution. In: *Proceedings of the 5th world congress on momentum, heat and mass transfer MHMT'20, October 14–16, Virtual Congress*. Paper No. ENFHT148.

- Fialová, D.B., & Jegla, Z. 2019b. Analysis of fired equipment within the framework of low-cost modelling systems. *Energies*, **12**(3), 520:1–520:17. [IF:2.707].
- Fialová, D.B., & 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.B., & Jegla, Z. 2022. Investigation and modelling of cylindrical dividing headers. *Chemical Engineering Transactions*, **94**. **under review**.
- Fiorentino, M., & Starace, G. 2014. A Numerical Model to Investigate Evaporative Condensers Behaviour at Tube Scale. *Engineering Systems Design and Analysis*, **3**, V003T12A015.
- Fiorentino, M., & Starace, G. 2018. The design of countercurrent evaporative condensers with the hybrid method. *Applied Thermal Engineering*, **130**, 889–898.
- Fisher, S.A., & Yu, S.K.W. 1975. Dryout in serpentine evaporators. *International Journal of Multiphase Flow*, **1**(6), 771–791.
- Frassoldati, A., Frigerio, S., Colombo, E., Inzoli, F., & Faravelli, T. 2005. Determination of no_x emissions from strong swirling confined flames with an integrated CFD-based procedure. *Chemical Engineering Science*, **60**(11), 2851–2869.
- Gaddis, E.S. 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.
- Galindo-García, I.F., Vázquez-Barragán, A.K., & Rossano-Román, M. 2014. CFD simulations of heat recovery steam generators including tube banks. In: *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference, July 28–31, Baltimore, MD, USA*. Paper No. POWER2014-32261, DOI: 10.1115/POWER2014-32261.
- Gandhi, M.S., Ganguli, A.A., Joshi, J.B., & Vijayan, P.K. 2012. CFD simulation for steam distribution in header and tube assemblies. *Chemical Engineering Research and Design*, **90**(4), 487–506.
- García-Guendulain, J., Riesco-Avila, J., Elizalde-Blancas, F., Belman-Flores, J., & Serrano-Arellano, J. 2018. Numerical study on the effect of distribution plates in the manifolds on the flow distribution and thermal performance of a flat plate solar collector. *Energies*, **11**(5), 1077.
- García-Guendulain, J.M., Riesco-Ávila, J.M., & Picón-Núñez, M. 2020. Reducing thermal imbalances and flow nonuniformity in solar collectors through the selection of free flow area ratio. *Energy*, **194**, 116897.
- Gilmore, N., Hassanzadeh-Barforoushi, A., Timchenko, V., & Menictas, C. 2021. Manifold configurations for uniform flow via topology optimisation and flow visualisation. *Applied Thermal Engineering*, **183**, 116227.
- Gómez, A., Fueyo, N., & Díez, L.I. 2008. Modelling and simulation of fluid flow and heat transfer in the convective zone of a power-generation boiler. *Applied Thermal Engineering*, **28**(5-6), 532–546.
- Greiciunas, E., Borman, D., Summers, J., & Smith, S. J. 2019. A numerical evaluation of next generation additive layer manufactured inter-layer channel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **162**, 114304.

- Greiciunas, E., Borman, D., Summers, J., & Smith, S. J. 2021. Experimental and numerical study of the additive layer manufactured inter-layer channel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **188**, 116501.
- Hagsten, C., Altskär, A., Gustafsson, S., Lorén, N., H., L., Innings, F., Paulsson, M., & Nylander, T. 2016. Composition and structure of high temperature dairy fouling. *Food Structure*, **7**, 13–20.
- Hajabdollahi, H., & 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.
- Hajabdollahi, Z., Hajabdollahi, H., & Kim, K.C. 2019. Estimating the non-uniform air velocity distribution for the optimal design of a heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **153**, 704–714.
- Heat Transfer Research, Inc. 2021. *HTRI Xchanger Suite User's Guide, Version 9.0*. Heat Transfer Research, Inc., Navasota, TX, USA.
- Henry, J.A.R. 1998. Headers, nozzles, and turnarounds. In *Heat Exchanger Design Handbook*. Hewitt, G.F., Ed., Begell House: New York, NY, USA.
- Hewitt, G.F. 1998. *Heat Exchanger Design Handbook*. New York, NY, USA: Begell House.
- Hewitt, G.F., Shires, G.L., & Bott, T. 1994. *Process Heat Transfer, 1st ed.* Boca Raton, FL, USA: CRC Press.
- Hájek, J. 2007. *Aplikace výpočtové dynamiky tekutin v oblasti procesního průmyslu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Habilitační práce.
- Hájek, J. 2008. *Modelování s využitím CFD – I*. Studijní materiál pro 2. stupeň magisterského studia.
- Hájek, J., & Jegla, Z. 2017. Standards for fired heater design: Analysis of two dominant heat flux variation factors. *Applied Thermal Engineering*, **125**, 702–713.
- Hlavačka, V. 1995. *Standardní postupy pro výpočet výměníků tepla*. Praha: Nakladatelství Procesní inženýrství.
- Hozejowska, S., & Piasecka, M. 2020. Numerical solution of axisymmetric inverse heat conduction problem by the Trefftz method. *Energies*, **13**(3), 705.
- Huang, Cheng-Hung, & Wang, Chun-Hsien. 2013. The study on the improvement of system uniformity flow rate for u-type compact heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **63**, 1–8.
- Idelchik, I. 2006. *Handbook of Hydraulic Resistance, 2nd ed.* Washington, D.C., USA: Hemisphere Publishing Corporation.
- IHS Inc. 1999–2019. *ESDU Heat Transfer Series*. IHS ESDU. <www.esdu.com> [cit. 2019-10-25].
- Jajja, S.A., Ali, W., Ali, H.M., & Ali, A.M. 2014. Water cooled minichannel heat sinks for microprocessor cooling: Effect of fin spacing. *Applied Thermal Engineering*, **64**(1-2), 76–82.
- Jakubowska, B., Mikieliewicz, D., & Klugmann, M. 2019. Experimental study and comparison with predictive methods for flow boiling heat transfer coefficient of HFE7000. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **142**, 118307.

- Jegla, Z. 2013. Development of modified plug-flow furnace model for identification of burner thermal behavior. *Chemical Engineering Transactions*, **35**, 1195–1200.
- Jegla, Z. 2016. Innovative adaptation of MPF model to recognition of thermal behaviour of operated industrial low emission burner system. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 667–672.
- Jegla, Z. 2022. *Navrhování procesních a energetických systémů*. Studijní materiál pro 2. stupeň magisterského studia.
- Jegla, Z., & 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. 2017. Verification of a new thermal calculation method by industrial radiant chamber measurements. *Pages 418–421 of: Proceedings of the 23rd International Conference Engineering Mechanics 2017*, 418–421. Paper No. 136081.
- Jegla, Z., Kohoutek, J., & Stehlík, P. 2011. Design and operating aspects influencing fouling inside radiant coils of fired heaters operated in crude oil distillation plants. *Page 8 of: Proceedings of International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning – 2011, June 5–10, Crete Island, Greece*, 8.
- Jegla, Z., Hájek, J., & Vondál, J. 2014. Numerical analysis of heat transfer in radiant section of fired heater with realistic imperfect geometry of tube coil. *Chemical Engineering Transactions*, **39**, 889–894.
- Jegla, Z., Vondál, J., & Hájek, J. 2015a. Standards for fired heater design: An assessment based on computational modelling. *Applied Thermal Engineering*, **89**(1), 1068–1078.
- Jegla, Z., Horsák, J., Turek, V., Kilkovský, B., & Tichý, J. 2015b. Validation of developed modified plug-flow furnace model for identification of burner thermal behaviour. *Chemical Engineering Transactions*, **45**, 1189–1194.
- Jegla, Z., Reppich, M., Krňávek, M., & Horsák, J. 2020. Key areas of engineering mechanics in design of modern integrated process equipment. *Pages 26–29 of: Proceedings of the 26th International Conference Engineering Mechanics 2020*, 26–29. Paper No. 169586.
- Jiang, Y., Qin, J., Xu, Y., Zhang, S., Chetehouna, K., Gascoin, N., & Bao, W. 2018. The influences of the header geometry on hydrocarbon fuel flow distribution in compact parallel channels. *Aerospace Science and Technology*, **79**, 318–327.
- Jones, G.F., & Lior, N. 1994. Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. *Solar Energy*, **52**(3), 289–300.
- Juřena, T., Bělohradský, P., Skryja, P., & Hudák, I. 2016. Numerical modelling of combustion in 1.5 MW low-NO_x burner. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 1261–1266.
- Jung, Y.K., Chang, Y.K., & Bae, J.H. 2021. Uncertainty quantification of GEKO model coefficients on compressible flows. *International Journal of Aerospace Engineering*, **2021**, 9998449:1–9998449:17.
- Kadlec, K. 2006a. Snímače průtoku – principy, vlastnosti a použití (část 1). *Automa: časopis pro automatizační techniku*, **10**, 9–5.

- Kadlec, K. 2006b. Snímače průtoku – principy, vlastnosti a použití (část 3). *Automa: časopis pro automatizační techniku*, **12**, 30–34.
- Kadlec, K. 2010. Coriolisovy průtokoměry. *Automa: časopis pro automatizační techniku*, **11**, 40–42.
- Kadlec, K., & Kmínek, M. 2005. *Měřicí a Řídicí technika*. Vysoká ŠKOLA CHEMICKO-TECHNOLOGICKÁ v Praze FAKULTA CHEMICKO-INŽENÝRSKÁ. Výukové materiály. <uprt.vscht.cz/kminekm/mrt> [cit. 2022-02-20].
- Karvounis, P., Koubogiannis, D., Hontzopoulos, E., & HatziaPOSTOLOU, A. 2019. Numerical and experimental study of flow characteristics in solar collector manifolds. *Energies*, **12**(8), 1431.
- Kays, W.M., & London, A.L. 1955. *Compact Heat Exchangers*. Palo Alto, CA, USA: The National Press.
- Keller, J.D. 1949. The manifold problem. *Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME*, **16**(1), 77–85.
- Kilkovský, B., Stehlík, P., Jegla, Z., Tovazhnyansky, L.L., Arsenyeva, O., & Kapustenko, P.O. 2014. Heat exchangers for energy recovery in waste and biomass to energy technologies – I. Energy recovery from flue gas. *Applied Thermal Engineering*, **64**(1), 213–223.
- Kim, N., Lee, E., & Byun, H. 2013. Improvement of two-phase refrigerant distribution in a parallel flow minichannel heat exchanger using insertion devices. *Applied Thermal Engineering*, **59**(1-2), 116–130.
- Kitto, J.B. 2021. Upstream critical heat flux and its design implications. *Heat Transfer Engineering*, **43**(6), 475–484.
- Kitto, J.B., & Robertson, J.M. 1989. Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance. *Heat Transfer Engineering*, **10**, 18–25.
- Klugmann, M., Dąbrowski, P., & Mikielewicz, D. 2019. Flow boiling in minigap in the reversed two-phase thermosiphon loop. *Energies*, **12**(17), 3368.
- Klugmann, M., Dąbrowski, P., & Mikielewicz, D. 2020. Flow distribution and heat transfer in minigap and minichannel heat exchangers during flow boiling. *Applied Thermal Engineering*, **181**, 116034.
- Kumar, R., Singh, G., & Mikielewicz, D. 2018. A new approach for the mitigating of flow maldistribution in parallel microchannel heat sink. *Journal of Heat Transfer*, **140**(7), 072401.
- Kumar, R., Tiwary, B., & Singh, P.K. 2021. Influence of secondary pass location on thermo-fluidic characteristic on the novel air-cooled branched wavy minichannel heat sink: A comprehensive numerical and experimental analysis. *Applied Thermal Engineering*, **182**, 115994.
- Kumar, S., & Singh, P.K. 2019. A novel approach to manage temperature non-uniformity in minichannel heat sink by using intentional flow maldistribution. *Applied Thermal Engineering*, **163**, 114403.
- Kumaraguruparan, G., & Sornakumar, T. 2010. Development and testing of aluminum micro channel heat sink. *Journal of Thermal Science*, **19**(3), 245–252.

- Kumaraguruparan, G., Sathish, M., Subramaniam, N.S., & Kumar, T.S. 2006. Design and fabrication of micro channels for MEMS applications. *Synthesis and Reactivity in Inorganic, Metal-Organic, and Nano-Metal Chemistry*, **36**(2), 185–191.
- Kumaran, R.M., Kumaraguruparan, G., & Sornakumar, T. 2013. Experimental and numerical studies of header design and inlet/outlet configurations on flow maldistribution in parallel micro-channels. *Applied Thermal Engineering*, **58**(1–2), 205–216.
- Labbadlia, O., Laribi, B., Chetti, B., & Hendrick, P. 2017. Numerical study of the influence of tube arrangement on the flow distribution in the header of shell and tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **126**, 315–321.
- Lalot, S., Florent, P., Lang, S.K., & Bergles, A.E. 1999. Flow maldistribution in heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **19**(8), 847–863.
- Lan, J., Zhu, L., & Zhao, J. 2012. Modeling and analysis of cross-flow heat exchanger based on the distributed parameter method. *Pages 417–425 of: Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012)*, 417–425.
- Langtry, R.B. 2006. *A correlation-based transition model using local variables for unstructured parallelized CFD codes*. Stuttgart: Universität Stuttgart, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium. Dizertační práce. Vedoucí práce Prof. M. Casey, D. Phil.
- Lei, Y., Li, Y., Jing, S., Song, C., Lyu, Y., & F.Wang. 2017. Design and performance analysis of the novel shell-and-tube heat exchangers with louver baffles. *Applied Thermal Engineering*, **125**, 870–879.
- Li, C., Hu, G., Zhong, W., Cheng, H., Du, W., & Qian, F. 2013. Comprehensive simulation and optimization of an ethylene dichloride cracker based on the one-dimensional Lobo–Evans method and computational fluid dynamics. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, **52**, 645–657.
- Li, H., Ding, X., Jing, D., Xiong, M., & Meng, F. 2019. Experimental and numerical investigation of liquid-cooled heat sinks designed by topology optimization. *International Journal of Thermal Sciences*, **146**, 106065.
- Li, W., Li, J., Feng, Z., Zhou, K., & Wu, Z. 2017. Local heat transfer in subcooled flow boiling in a vertical mini-gap channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **110**, 796–804.
- Liao, G., Li, Z., Zhang, F., Liu, L., & E, J. 2019. A review on the thermal-hydraulic performance and optimization of compact heat exchangers. *Energies*, **14**(19), 6056:1–6056:35.
- Lobo, W.E., & Evans, J.E. 1939. Heat transfer in radiant section of petroleum heaters. *Transactions of the American Institute of Chemical Engineers*, **35**, 748–778.
- Létal, T., Turek, V., & Fialová, D.B. 2019. Nonlinear finite element analysis-based flow distribution model for engineering practice. *Chemical Engineering Transactions*, **76**, 157–162.
- Létal, T., Turek, V., Fialová, D.B., & 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.
- Martínez-Ballester, S., Corberán, J.-M., & González-Maciá, J. 2013. Numerical model for micro-channel condensers and gas coolers: Part I -- Model description and validation. *International Journal of Refrigeration*, **36**(1), 173–190.

- Marx, S. 2020. *Design of modular tubular heat exchanger*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- Materialpro3D.cz. 2022. *Materiálový slovník -- ABS*. <www.materialpro3d.cz/materialovy-slovník/abs> [cit. 2022-01-30].
- Matheswaran, M.M., Karthikeyan, S., & Kumar, N.R. 2016. Flow distribution analysis in a heat exchanger with different header configurations. *ARP Journal of Engineering and Applied Sciences*, **11**(5), 2812–2817.
- Menter, F., Langtry, R.B., & Völker, S. 2006. Transition modelling for general purpose CFD codes. *Flow, Turbulence and Combustion*, **11**(77), 277–303.
- Menter, F., Hüppe, A., Matyushenko, A., & Kolmogorov, D. 2021. An overview of hybrid RANS–LES models developed for industrial CFD. *Applied Sciences*, **11**(6), 2459.
- Menter, F.R., Lechner, R., & Matyushenko, A. 2019. *Best Practice: Generalized k - ω Two-Equation Turbulence Model in ANSYS CFD (GEKO), version 1.00*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- Mesch, F., Stohr, A., Ströll, L., Raimann, N., Kraus, M., & Sailer, J. 2021. *The Computational Analysis of Fluid Flow Distribution in Design of Modern Integrated Equipment*. Final Report: International Engineering Project Weeks (IEPW) -- Spring 2021.
- Miao, Z., & Xu, T. 2006. Single phase flow characteristics in the headers and connecting tube of parallel tube platen systems. *Applied Thermal Engineering*, **26**(4), 396–402.
- Michalski, D., Strąk, K., & Piasecka, M. 2017. Comparison of two surface temperature measurement using thermocouples and infrared camera. *EPJ Web of Conferences*, **143**, 02075.
- Ministerstvo životního prostředí. 2021. *IPPC – Integrovaná prevence a omezování znečištění*. Ministerstvo životního prostředí. <ippc.mzp.cz> [cit. 2021-06-18].
- Minocha, N., & Joshi, J.B. 2020. 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam. *International journal of heat and mass transfer*, **151**, 119420.
- Mohammadi, K., & Malayeri, M.R. 2013. Parametric study of gross flow maldistribution in a single-pass shell and tube heat exchanger in turbulent regime. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **44**, 14–27.
- Morales-Fuentes, A., Polley, G.T., Picón-Núñez, M., & Martínez-Martínez, S. 2012. Modeling the thermo-hydraulic performance of direct fired heaters for crude processing. *Applied Thermal Engineering*, **39**, 157–162.
- Mueller, A.C. 1987. Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, **8**(2), 75–86.
- Muralidharan, S., Maharaj, B., & Silaipillayarputhur, K. 2014. Thermal analysis of cross flow heat exchangers. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, **4**(9), 12–19.
- Musil, D., & Novotný, V. 1982. *Určování rosného bodu spalin a nízkoteplotní koroze pro procesní pece*. VÚCHZ Brno, č. zprávy 500/658/2391, 1982.

- Nadž, M. 2019. *Pokročilé metody hodnotenia poškodzovania trubkových zväzkov*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dizertační práce. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- Nadž, M., Jegla, Z., Létal, T., Lošák, P., & Buzík, J. 2018. Thermal load non-uniformity estimation for superheater tube bundle damage evaluation. *MATEC Web of Conferences*, **157**, 02033:1–02033:10.
- Nadž, M., Lošák, P., Létal, T., & Pernica, M. 2020. Simplified approach for creep evaluation in superheaters. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **776**, 012044:1–012044:8.
- Navarro, H.A., & Cabezas-Gómez, L. 2005. A new approach for thermal performance calculation of cross-flow heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **48**(18), 3880–3888.
- Navarro, H.A., Cabezas-Gómez, L., Zoghbi-Filho, J.R.B., Ribatski, G., & Saiz-Jabardo, J.M. 2010. Effectiveness-NTU data and analysis for air conditioning and refrigeration air coils. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, **32**(3), 218–226.
- Nekvasil, R., & Jegla, Z. 2014. Analýza praskání komory přehříváku kotle. *All for power*, **8**(5), 11–13.
- Ngoma, G.D., & Godard, F. 2005. Flow distribution in an eight level channel system. *Applied Thermal Engineering*, **25**(5-6), 831–849.
- Ocloń, P., & Łopata, S. 2018. Study of the effect of fin-and-tube heat exchanger fouling on its structural performance. *Heat Transfer Engineering*, **39**(13-14), 1139–1155.
- Ocloń, P., Łopata, S., & Chłosta, K. 2016. Experimental and numerical investigation of flow distribution within the heat exchanger with elliptical tubes. *Procedia Engineering*, **157**, 428–435.
- Ocloń, P., Łopata, S., Stelmach, T., Li, M., Zhang, J., Mzad, H., & Tao, W. 2021. Design optimization of a high-temperature fin-and-tube heat exchanger manifold – A case study. *Energy*, **215**, 119059.
- P. Dąbrowski. 2020. Thermohydraulic maldistribution reduction in mini heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **173**, 115271.
- Patil, T., & Patil, V. 2021. Aerodynamic performance prediction of a car using GEKO turbulence model and application of gradient based optimisation for improving aerodynamic drag. *SAE Technical Papers*.
- Peng, X., Li, D., Li, J., Jiang, S., & Gao, Q. 2020. Improvement of flow distribution by new inlet header configuration with splitter plates for plate-fin heat exchanger. *Energies*, **13**(6), 1323.
- Piasecka, M., Hozejowska, S., & Musiał, T. 2017. Modelling of flow boiling heat transfer in a cylindrical annulus mini gap. *E3S Web of Conferences*, **13**.
- Pigford, R.L., Ashraf, M., & Miron, Y.D. 1983. Flow distribution in piping manifolds. *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, **22**(4), 463–471.
- Pignotti, A., & Shah, R.K. 1992. Effectiveness-number of transfer units relationships for heat exchanger complex flow arrangements. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **35**(5), 1275–1291.
- Pistoresi, C., Fan, Y., Aubril, J., & Luo, L. 2015. Numerical study on the improvement of flow distribution uniformity among parallel mini-channels. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, **95**, 63–71.

- Pistoresi, C., Fan, Y., Aubril, J., & Luo, L. 2019. Thermal performances of a multi-scale fluidic network. *Applied Thermal Engineering*, **147**, 1096–1106.
- Polcsák, J. 2021. *Predikce a experimentální ověření funkce distribučního systému typu Z*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Dominika Babička Fialová.
- Poursaeidi, E., & Arablu, M. 2011. Using CFD to study combustion and steam flow distribution effects on reheater tubes operation. *Journal of Fluids Engineering*, **133**(5), 051303:1–051303:11.
- Prusa Research. 2022. *Průvodce materiály — ABS*. <www.prusa3d.cz/materialy> [cit. 2022-01-30].
- Quintanar, N.R., Nguyen, T., Vaghetto, R., & Hassan, Y.A. 2019. Natural circulation flow distribution within a multi-branch manifold. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **135**, 1–15.
- Ramos-Alvarado, B., Li, P., Liu, H., & Hernandez-Guerrero, A. 2011. Cfd study of liquid-cooled heat sinks with microchannel flow field configurations for electronics, fuel cells, and concentrated solar cells. *Applied Thermal Engineering*, **31**(14), 2494–2507.
- Ravindran, A., Ragsdell, K., & Reklaitis, G. 2006. *Engineering Optimization: Methods and Applications*, 2nd ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons.
- Said, S.A.M., Ben-Mansour, R., Habib, M.A., & Siddiqui, M.U. 2015. Reducing the flow maldistribution in a heat exchanger. *Computers & Fluids*, **107**, 1–10.
- Shah, R.K., & Sekulić, D.P. 2003. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons.
- Shojaeefard, M.H., & Zare, J. 2016. Modeling and combined application of the modified NSGA-II and TOPSIS to optimize a refrigerant-to-air multi-pass louvered fin-and-flat tube condenser. *Applied Thermal Engineering*, **103**, 212–225.
- Silaipillayarputhur, K., & Idem, S. 2013. A general matrix approach to model steady-state performance of cross-flow heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, **34**(4), 338–348.
- Skryja, P., Hudak, I., Bojanovsky, J., Jegla, Z., & Korček, L. 2022. Effects of oxygen-enhanced combustion methods on combustion characteristics of non-premixed swirling flames. *Energies*, **15**(6), 2292:1–2292:21.
- Slavíková, M., & Kohoutek, J. 1990. Application of optimization algorithms. *Sborník Vysokého učení technického v Brně*, **1-4**, 91–102.
- Srinivasan, K., & Jayanti, S. 2015. An automated procedure for the optimal positioning of guide plates in a flow manifold using Box complex method. *Applied Thermal Engineering*, **76**, 292–300.
- Sýs, T. 2021. *Komplexní analýza funkce distribučního systému typu U*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Dominika Babička Fialová.
- Starace, G., Fiorentino, M., & Carluccio, M.P. Longo E. 2017. A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design. *Applied Thermal Engineering*, **111**, 1129–1142.
- Starace, G., Fiorentino, M., Meleleo, B., & Risolo, C. 2018. The hybrid method applied to the plate-finned tube evaporator geometry. *International Journal of Refrigeration*, **88**, 67–77.

- 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.
- Strąk, K., & Piasecka, M. 2017. Boiling heat transfer during flow of distilled water in an asymmetrically heated rectangular minichannel. *EPJ Web Conf.*, **143**, 02116.
- Strąk, K., & Piasecka, M. 2020. The applicability of heat transfer correlations to flows in minichannels and new correlation for subcooled flow boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **158**, 119933.
- Suwarno, S., Jabar I'jazurrohman, A., Dwi Yudanto, F., & Djanali, V.S. 2022. Failure analysis of waste heat boiler tubing caused by a high local heat flux. *Engineering Failure Analysis*, **136**, 106147.
- TEMA Inc. 2007. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Assosiation*, 9th ed. Tubular Exchanger Manufacturers Assosiation, Inc., Tarrytown, NY, USA.
- Tucker, R., & Ward, J. 2012. Identifying and quantifying energy savings on fired plant using low cost modelling techniques. *Applied Energy*, **89**, 127–132.
- Turek, V. 2012. *New elements of heat transfer efficiency improvement in systems and units*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dizertační práce. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- Turek, V. 2018. On improving computational efficiency of simplified fluid flow models. *Chemical Engineering Transactions*, **70**(12), 1447–1452.
- Turek, V. 2019. Improving performance of simplified computational fluid dynamics models via symmetric successive overrelaxation. *Energies*, **12**(12), 2438.
- Turek, V. 2020. *Efektivní analýzy distribuce toku v zařízeních na výměnu tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Habilitační práce.
- Turek, V., Hájek, J., Jegla, Z., & Stehlík, P. 2011. Optimum design of fluid distribution systems in heat exchangers. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, **6**(5), 750–759.
- Turek, V., Bělohradský, P., & Jegla, Z. 2012. Geometry optimization of a gas preheater inlet region – a case study. *Chemical Engineering Transactions*, **29**, 1339–1344.
- Turek, V., Fialová, D., Jegla, Z., & Kilkovský, B. 2015. Efficient 2D model of flow distribution in dense tube bundles. *Chemical Engineering Transactions*, **45**, 1177–1182.
- Turek, V., Fialová, D., & Jegla, Z. 2016. Efficient flow modelling in equipment containing porous elements. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 487–492.
- V. Turek. 2018. *Dense Tube Bundle Flow Modeller Quick Start Guide, Version 1.1*. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, Brno.
- Vakading spol. s r.o. 2014. *Spalinový výměník*. <www.vakading.cz> [cit. 2020-05-28].
- Vince, T. 2021. *CFD analýza tepelného zatížení trubkovnice*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Ing. Miroslav Rebej.
- Vist, S., & Pettersen, J. 2004. Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **28**(2), 209–215.

- Vondál, J. 2018. *PorZo Efficiently model the pressure drop*. SVS FEM, s.r.o., Brno.
- Wang, J. 2008. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: U-type arrangement. *International Journal of Hydrogen Energy*, **33**(21), 6339–6350.
- Wang, J. 2010. Pressure drop and flow distribution in parallel-channel configurations of fuel cells: Z-type arrangement. *International Journal of Hydrogen Energy*, **35**(11), 5498–5509.
- Wang, J. 2011. Theory of flow distribution in manifolds. *Chemical Engineering Journal*, **168**(3), 1331–1345.
- Wang, X.-Q., Xu, P., Mujumdar, A.S., & Yap, C. 2010. Flow and thermal characteristics of offset branching network. *International Journal of Thermal Sciences*, **49**(2), 272–280.
- Wei, H., Dong, W., Yang, X., Guo, X., Li, Z., Tang, Z., & Fu, C. 2022. Experimental studies on the frosting and defrosting performance of compact heat exchanger under moderate humidity condition. *Energy Reports*, **8**, 1321–1338.
- Wei, M., Boutin, G., Fan, Y., & Luo, L. 2016. Numerical and experimental investigation on the realization of target flow distribution among parallel mini-channels. *Chemical Engineering Research and Design*, **113**, 74–84.
- Wei, M., Fan, Y., Luo, L., & Flamant, G. 2017a. Design and optimization of baffled fluid distributor for realizing target flow distribution in a tubular solar receiver. *Energy*, **136**, 126–134.
- Wei, W., Sun, F., Shi, Y., & Ma, L. 2017b. Theoretical prediction of acid dew point and safe operating temperature of heat exchangers for coal-fired power plants. *Applied Thermal Engineering*, **123**, 782–790.
- Xie, J., Shao, Y., Xu, Y., Yang, J., & Zhang, S. 2015. Structural optimizations of U- and Z-type manifolds for uniform flow distribution by applying an increaser and baffle plates. *Chemical Engineering & Technology*, **38**(12), 2217–2225.
- Ye, K., Zhang, Y., Sheng, X., Li, N., Yang, Y., & Chen, Y. 2018. Numerical analysis of the flow behavior in a helically coiled once through steam generator. *Nuclear Engineering and Design*, **330**, 187–198.
- Zhang, Z., & Li, Y.Z. 2003. CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers. *Cryogenics*, **43**(12), 673–678.
- Zhou, J., Sun, Z., Ding, M., Bian, H., Zhang, N., & Meng, Z. 2017. CFD simulation for flow distribution in manifolds of central-type compact parallel flow heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **126**, 670–677.
- Zhou, J., Ding, M., Meng, Z., Zhang, Y., & Sun, Z. 2018. Reducing the flow distribution in central-type compact parallel flow heat exchangers having optimized tube structure. *Frontiers in Energy Research*, **6**.
- 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].

Publikace autorky citované v této práci

- Fialová, D. 2015. *Analýza distribuce toku v systémech s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Bakalářská práce. Vedoucí práce Vojtěch Turek.
- Fialová, D. 2017. *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Diplomová práce. Vedoucí práce Vojtěch Turek.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2018. Modelling of fluid flow and heat distribution in a specific heat exchanger. *Pages 209–212 of: ENGINEERING MECHANICS 2018 PROCEEDINGS, May 14–17, Svratka, Czech Republic*, 209–212.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2019a. Experimentální ověření modelů distribuce toku ve větvených systémech. *In: Kniha abstraktů, 66. konference chemického a procesního inženýrství CHISA 2019, Říjen 21–24, Seč, Česká republika*. Příspěvek č. 0019.
- Fialová, D., & Jegla, Z. 2020. Experimental and computational modelling of flow distribution. *In: Proceedings of the 5th world congress on momentum, heat and mass transfer MHMT'20, October 14–16, Virtual Congress*. Paper No. ENFHT148.
- Fialová, D.B., & Jegla, Z. 2019b. Analysis of fired equipment within the framework of low-cost modelling systems. *Energies*, **12**(3), 520:1–520:17. [IF:2.707].
- Fialová, D.B., & 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.B., & Jegla, Z. 2022. Investigation and modelling of cylindrical dividing headers. *Chemical Engineering Transactions*, **94**. **under review**.
- Jegla, Z., & 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.
- Létal, T., Turek, V., & Fialová, D.B. 2019. Nonlinear finite element analysis-based flow distribution model for engineering practice. *Chemical Engineering Transactions*, **76**, 157–162.
- Létal, T., Turek, V., Fialová, D.B., & Jegla, Z. 2020. Nonlinear finite element analysis-based flow distribution and heat transfer model. *Energies*, **13**(7), 1664:1–1664:20. [IF:2.702].
- Turek, V., Fialová, D., Jegla, Z., & Kilkovský, B. 2015. Efficient 2D model of flow distribution in dense tube bundles. *Chemical Engineering Transactions*, **45**, 1177–1182.
- Turek, V., Fialová, D., & Jegla, Z. 2016. Efficient flow modelling in equipment containing porous elements. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 487–492.

Seznam použitých symbolů a zkratek

a	pomocná proměnná, –
A	průtočná plocha, m^2
A	podíl průtočných ploch distribučního systému, –
$\mathbf{A}$	matice soustavy (AMM)
b	pomocná proměnná, –
$\mathbf{b}$	vektor pravých stran (AMM)
c_p	měrná tepelná kapacita látky, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
$\overline{c_p}$	střední hodnota měrné tepelné kapacity látky, $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
C_d	výtokový součinitel, –
C_r	součinitel nárůstu statického tlaku, –
CP	tepelná kapacita proudu, $\text{W}\cdot\text{K}^{-1}$
D	průměr, m
D_h	hydraulický průměr, m
e	pomocná proměnná, –
e^+	bezrozměrná vzdálenost mezi osou hrdla a trubky, –
f	pomocná proměnná, –
	součinitel tření, –
F	korekční faktor, –
H	hydraulický odpor, –
i	řádek (metoda buněk), –
j	sloupec (metoda buněk), –
k	kinetická energie turbulence, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$
	vodivost, $\text{kg}\cdot\text{Pa}^{-1}$
k	laminární kinetická energie, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$
L	délka, m
$\dot{m}$	hmotnostní průtok, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
M_1	souhrnný koeficient hybnosti, –
M_2	souhrnný koeficient hybnosti, –
MC	lokální koeficient nerovnoměrné distribuce, –
n	počet (větví, rovnic, neznámých parametrů), –
NTU	počet přenosových jednotek, –
NU	procento nerovnoměrnosti, %
p	tlak, Pa
p_p	index protiproudnosti, –
p_s	střední tlak, Pa
P	termická účinnost, –
Q	objemový průtok, $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$

$\bar{Q}$	průměrná hodnota objemového průtoku, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{Q}$	tepelný výkon, W
R	poměr tepelných kapacit proudů, –
R_z	absolutní drsnost povrchu, μm
Re	Reynoldsovo číslo, –
Re_θ	<i>momentum thickness Reynolds number</i> , –
RSD	variační koeficient, %
s	rozteč trubek, m
T	teplota, $^{\circ}\text{C}$
u	rychlost proudění tekutiny, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
U	součinitel prostupu tepla, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
v	rychlost proudění tekutiny v hlavní komoře, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
x	bezrozměrná vzdálenost od vstupu do hlavního kanálu, –
x	obecná proměnná
$\mathbf{x}$	vektor neznámých (AMM)
y^+	bezrozměrná vzdálenost od stěny, –
Z	pomocná proměnná, –
α	pomocná proměnná, –
β'	pomocná proměnná, –
δ	pomocná proměnná, –
γ	„ <i>intermittency</i> “, –
	součinitel nárůstu statického tlaku, –
γ'	pomocná proměnná, –
δ	pomocná proměnná, –
Δ	rozdíl normalizovaných průtoků (max. a min. hodnot), –
Δp	tlaková ztráta, Pa
ε	rychlost disipace kinetické energie turbulence, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-3}$
	termická účinnost, –
θ	bezrozměrná teplota, –
	hybnostní součinitel, –
ρ	hustota média, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
σ	směrodatná odchylka normalizovaných průtoků, –
Φ_1	souhrnný koeficient tření, –
Φ_2	souhrnný koeficient tření, –
ω	měrná rychlost disipace kinetické energie turbulence, s^{-1}

dolní index

1	médium s nižší tepelnou kapacitou ochlazované médium
2	médium s vyšší tepelnou kapacitou ohřívané médium
C	kolektor
D	distributor
i	úsek distributoru uzel (maticový přístup) větev distribučního systému

id	ideální (průměrná) hodnota
in	hodnota na vstupu
inHE	hodnota na vstupu do výměníku (metoda buněk)
m	průměrovaná hodnota
N	normalizovaná hodnota
out	hodnota na výstupu
outHE	hodnota na vstupu do výměníku (metoda buněk)
T	dílčí větev, trubka

horní index

L	proti směru proudění tekutiny
M	střed řešeného úseku distributoru
R	po směru proudění tekutiny

0D, 1D, 2D, 3D	dimenze výpočtových modelů
3D–20D	délka potrubí vyjádřená v počtech průměrů kanálu (tabulka 2.1)
AIChE	<i>American Institute of Chemical Engineers</i>
AMM	adaptovaný maticový model
AMPF	<i>Adapted Modified Plug Flow model</i> (adaptovaný modifikovaný model pístového toku)
API	<i>American Petroleum Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (výpočtová dynamika tekutin)
CPU	<i>Central Processing Unit</i> (centrální procesorová jednotka)
DNS	<i>Direct Numerical Simulation</i>
FDM	<i>Fused Deposition Modelling</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i> (metoda konečných prvků)
GEKO	<i>Generalized k-ω</i>
GIT	<i>Grid Independence Test</i> (test nezávislosti výsledků na výpočetní síti)
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> (kotel na odpadní teplo)
HTRI	<i>Heat Transfer Research, Inc.</i>
IEPW	<i>International Engineering Project Weeks</i>
IPPC	<i>Integrated Pollution Prevention and Control</i> (integrována prevence a o omezování znečištění)
KMS	kompozitní modelovací systém
KS	konvekční sekce
KVET	kombinovaná výroba elektřiny a tepla
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
MP	mezitrubkový prostor
MPF	<i>Modified Plug Flow model</i> (modifikovaný model pístového toku)
NETME	<i>New Technologies for Mechanical Engineering</i> (nové technologie pro strojírenství)

NS	Navierovy-Stokesovy (rovnice)
P&ID	<i>Piping and Instrumentation Diagram</i> (diagramu potrubí a instrumentace)
PF	<i>Plug Flow</i> model (model pístového toku)
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i> (integrální laserová anemometrie)
PJ	<i>porous jump</i> (porézní skok, porézní přepážka)
PVC	polyvinylchlorid
RAM	<i>Read Write Memory</i> (operační paměť)
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations</i> (rovnice časově průměrovaných NS rovnic)
RS	radiační sekce
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
TAC	<i>Total Annual Costs</i> (celkové roční náklady)
TP	trubkový prostor
UDF	<i>User Defined Function</i> (uživatelé definovaná funkce)
WSF	<i>Well-Stirred Furnace</i> model

Seznam obrázků

1.1	Nejběžnější typy uspořádání kompletních distribučních systémů (Fialová, 2017) . . .	3
1.2	Praskání trubek ve vzduchovém chladiči – převzato z (Bernasovský, 2017)	4
1.3	Ukázka fatálně zakoksované pecní trubky – převzato z (Jegla et al., 2011)	5
1.4	Deformace svazku trubek v důsledku nerovnoměrné distribuce tepla – převzato z (Jegla, 2022)	7
1.5	Schéma (a) válcové pece a (b) vodotrubného parního kotle – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2019b); legenda: KS – konvekční sekce, RS – radiační sekce	11
1.6	Systematický rámec navrženého KMS a propojení jednotlivých fází návrhového výpočtu spalovacího zařízení – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2019b)	17
2.1	Příklad reálně možného umístění měřicí mříže (modře) vs. skutečně potřebného umístění (červeně) techniky, mají-li být naměřená data využita pro hodnocení distribuce toku ve výměníku; změna směru toku spalin způsobí zavření média v levé části spalínovodu, proto informace o rychlostním poli v horizontální části kanálu nelze použít při analýze výměníku – adaptováno z (Létal et al., 2020)	21
2.2	Příklad použití proměnné hustoty prvků výpočetní sítě v distribuční komoře – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	27
2.3	Srovnání výsledků GIT: (a) rozdělení statického tlaku v hlavní komoře – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021); (b) rozdělení velikosti rychlost proudění v trubkách	28
2.4	Ukázka průběhů hmotnostních průtoků v jednotlivých trubkách: (a) víceřadý distributor, který byl řešen v práci (Fialová, 2017); (b) jednořadý distributor	32
2.5	Rozložení statického tlaku v distribučním systému typu „U“ při využití (a) standardní inicializace a (b) hybridní inicializace výpočtu	32
2.6	Transientní simulace proudění (a) vzduchu a (b) vody v čistě distribučním systému se třemi řadami trubek (Fialová, 2015)	33
2.7	Srovnání výsledků plnohodnotné 3D CFD simulace a zjednodušené 2D CFD simulace – adaptováno z (Polcsák, 2021)	35
2.8	Původní geometrie okolí ústí trubky a její reprezentace detailním CFD modelem (typickou výpočetní sítí) a zjednodušeným 3D CFD, který využívá kvádrovou výpočetní síť – převzato z (Turek, 2020)	36
2.9	Síť elementů pro (a) FEA submodel a (b) tepelný submodel – adaptováno z (Létal et al., 2020)	38

2.10	Graf závislosti termické účinnosti-NTU pro $R_1 = 0,5$ se směřováním látky $CP_{\min}$ dle různých zdrojů (Eq. značí číslo rovnice ve zdroji): (a) Hewitt (1998) – kap. 1.5.3-8 Eq.(6); (b) Hlavačka (1995) – chybný zápis Eq.(13); (c) Navarro & Cabezas-Gómez (2005) – Eq.(17); (d) Hlavačka (1995) – Eq.(13), Shah & Sekulić (2003), (Kays & London, 1955) – interpolace tabulkových dat; (e) Hlavačka (1995) – interpolace tabulkových dat; (f) Hlavačka (1995) – univerzální rovnice, protiproud; (g) Hlavačka (1995) – univerzální rovnice, soupproud	42
2.11	Varianty křížového toku: (a) čistý křížový tok, (b) soupproudý křížový tok a (c) protiproudý křížový tok – převzato z (Fialová & Jegla, 2019b)	43
2.12	Schematické znázornění trubkového prostoru výměníku tepla: (a) skutečná geometrie, (b) reprezentace využívající virtuální směšovací komory mezi jednotlivými chody trubek – převzato z (Fialová & Jegla, 2019b)	43
3.1	Základní koncept kompozitního modelovacího systému pro konvektivní výměníky tepla	50
3.2	Aplikace metody buněk na modelovém zařízení – převzato z (Jegla & Fialová, 2018). Vlevo je schematicky znázorněn výměník se svazkem trubek v plášti se segmentovými přepážkami a s jednou podélnou přepážkou, včetně naznačení směru proudění média v trubkách (červeně) a směru proudění média v plášťovém prostoru (modře). Právě kvůli podélné přepážce je nutné výměník rozdělit na dva menší celky (podvýměníky), jak je ukázáno na schématu výpočetní sítě vpravo.	51
3.3	Metoda buněk: (a) obecná buňka a charakteristiky pracovních látek; (b) černě znázorněná obecná buňka o souřadnicích $[i, j]$ v kontextu větší výpočetní sítě	51
3.4	Aplikace maticového přístupu na výměníku tepla s jedním chodem horkého média a dvěma chody chladného média. Uzly, vstupní a výstupní teploty jsou zapsány černě, v mezistupních jsou teploty označeny barvou odpovídající příslušnému médiu.	53
3.5	Ukázka adaptovaného maticového modelu na geometrii se třemi proudy v trubkách (modře) a dvěma proudy externího média (červeně). Teploty zjištěné v mezistupních jsou značeny barvou příslušného média. Je-li to požadováno, na výstupu mohou být teploty průměrovány (označení s pruhem).	54
3.6	Testované geometrické konfigurace výměníku	57
3.7	Výsledky CFD analýzy toku spalín – převzato z (Létal et al., 2020): (a) z proudnic (obarvených velikostí rychlosti proudění spalín) je jasně patrná recirkulační zóna; (b) vrstevnicový graf velikosti rychlosti proudění v prostoru těsně před prvním svazkem trubek ukazuje silně nerovnoměrné rozdělení toku spalín.	58
3.8	Schéma i -tého úseku distributoru s nekonstantním průtočným průřezem – převzato z (Fialová & Jegla, 2022)	61
3.9	Výsledky citlivostní studie: (a) závislost modelu B na A_r ; (b) závislost modelu BJ na A_r ; (c) závislost modelu B na γ_D ; (d) závislost modelu BJ na θ_D ; (e) závislost modelu B na H ; (f) závislost modelu BJ na H – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)	64
3.10	Nepříznivý vliv zvyšujícího se poměru ploch na dělení toku do odtokových větví podél distributoru: (a) $A_r = 0,5$; (b) $A_r = 1,0$; (c) $A_r = 2,0$	65
3.11	Predikce distribuce toku získaná různými variantami algebraických modelů a diferenciálním modelem BJ	66
3.12	Schéma distributoru „n14“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	67
3.13	Schéma distributoru „n07“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	68
3.14	Schéma distributoru „n27“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	68

3.15	(a) Aditivní výroba distributoru „n07“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021); (b) Liniové měření drsnosti povrchu v komoře distributoru „n07“. Maximum R_z bylo při tomto měření mírně vyšší (56,67 μm) než průměrná hodnota – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	69
3.16	Topografie povrchu v hlavním kanálu distributoru „n14“; absolutní drsnost je barevně odstupňována od modré odpovídající 0 μm po červenou odpovídající 169,37 μm (krajní hodnoty jsou zkrácené kvůli zakřivení povrchu komory) – převzato (Fialová & Jegla, 2021)	70
3.17	Sestavení trasy pro měření kumulovaných průtoků: (a) zjednodušené P&ID pro měření s distributorem „n07“; (b) fotografie z přípravy zapojení distributoru „n27“ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	71
3.18	(a) Zjednodušené P&ID trasy s distributorem „n14“ pro měření průtoků rotametry včetně vyznačení jednotlivých snímačů – upraveno dle (Sýs, 2021); (b) fotografie zapojení experimentálního distributoru; (c) soustava rotametrů	72
3.19	Rychlostní profil v trubce; PJ byla umístěna ve vzdálenosti 150 mm od ústí trubky, tedy přesně mezi myšlenými úsečkami, na kterých byly zjišťovány profily znázorněné zelenou a červenou barvou.	73
3.20	CFD model „n07“ s vyznačenými monitorovacími plochami a body – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	74
3.21	Normalizovaný laterální průtok v systému „n07“ s nízkým hydraulickým odporem větvení	75
3.22	Normalizovaný laterální průtok v systému „n14“ s nízkým hydraulickým odporem větvení	75
3.23	Normalizovaný laterální průtok v systému „n27“ s nízkým hydraulickým odporem větvení	75
3.24	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému „n14“ se standardní geometrií: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření	78
3.25	Normalizovaný laterální průtok v systému „n14“ s vysokým hydraulickým odporem větvení	79
4.1	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 & Jegla, 2022)	82
4.2	Normalizovaný laterální průtok v systému se standardní geometrií a nízkým hydraulickým odporem větvení	84
4.3	Normalizovaný laterální průtok v systému se základní modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení	84
4.4	Normalizovaný laterální průtok v systému s optimalizovanou modifikací geometrie a nízkým hydraulickým odporem větvení	84
4.5	Průběh normalizovaného statického tlaku v distributoru (nízký hydraulický odpor větvení): (a) standardní geometrie; (b) základní modifikace; (c) optimalizovaná modifikace	87

4.6	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému se základní modifikací geometrie: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření	89
4.7	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému s optimalizovanou modifikací geometrie: (a) sada měření 1; (b) sada měření 2; (c) sada měření 3; (d) souhrn pro všechna měření	90
4.8	Normalizovaný laterální průtok v systému se základní modifikací geometrie a vysokým hydraulickým odporem větvení	91
4.9	Normalizovaný laterální průtok v systému s optimalizovanou modifikací geometrie a vysokým hydraulickým odporem větvení	91
4.10	Průběh normalizovaného statického tlaku v distributoru (vysoký hydraulický odpor větvení): (a) standardní geometrie; (b) základní modifikace; (c) optimalizovaná modifikace	92
4.11	Fotografie již instalovaného výměníku pro využití odpadního tepla na zkušební hořáků Ústavu procesního inženýrství	93
4.12	Graf dílčích průtoků predikovaných analytickým modelem	95
4.13	Jeden modul výměníku tepla se zakótováním hlavních rozměrů: (a) pohled shora na čtyřchodý trubkový had; (b) částečný řez hlavními kanály	96
4.14	Srovnání predikcí dílčích průtoků zjištěných pomocí CFD simulací (Marx, 2020) a analytických modelů	96
4.15	Srovnání distribuce toku média predikované analytickými modely s daty ze CFD simulací (Kumar & Singh, 2019): (a) mini distribuční systém s U-uspořádáním; (b) mini distribuční systém se Z-uspořádáním – převzato z (Fialová & Jegla, 2021) . . .	99
4.16	Srovnání průběhu normalizovaných rychlostí predikovaného analytickým modelem s daty ze CFD simulací (Dąbrowski, 2020): (a) mini-gap s hloubkou komory 1 mm – $\theta_D = 1,10$, $\theta_D = 3,10$; (b) mini-gap s hloubkou komory 8 mm – $\theta_D = 1,00$, $\theta_D = 2,65$ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	100
4.17	Srovnání lokálního koeficientu nerovnoměrné distribuce predikovaného analytickým modelem s daty ze CFD simulací (Dąbrowski, 2020) u mini-gap systému s hloubkou komory 2 mm – $\theta_D = 0,65$, $\theta_D = 3,10$ – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	101
4.18	3D model spalínového výměníku – převzato z (Vakading spol. s r.o., 2014)	102
4.19	Predikce rozložení teplot spalín ve výměníku obdržená AMM	103
4.20	Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku obou pracovních látek)	104
4.21	Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku obou pracovních látek)	104
4.22	Distribuce toku vzdušiny – v prvním chodu TP predikovaná analytickým modelem, v druhém chodu TP předpokládáno rovnoměrné rozdělení látky	106
4.23	Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalín, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí analytického modelu) 107	
4.24	Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalín, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí analytického modelu)	107
4.25	Proudnice obarvené velikostí rychlosti proudění predikované 2D CFD modelem . .	108
4.26	Distribuce toku vzdušiny predikovaná pomocí transientní CFD simulace	109
4.27	Predikce rozložení teplot vzdušiny obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalín, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí 2D CFD simulace) 110	

4.28	Predikce lokálních hodnot tepelného výkonu obdržená AMM (předpokládaná rovnoměrná distribuce toku spalin, distribuce toku vzdušiny odhadnuta pomocí 2D CFD simulace)	110
4.29	Schéma kotle doplněné o fotografie z provedené diagnostiky a detail geometrie přehříváku páry – upraveno dle (Jegla & Fialová, 2018)	111
4.30	Distribuce toku spalin: (a) rychlostní pole v prostoru právě nad řešeným svazkem trubek dle dat ze CFD simulace (Naď, 2019); (b) graf hodnot průtoků spalin v jednotlivých sektorech mezitrubkového prostoru výměníku – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	113
4.31	Distribuce přehřáté páry predikovaná pro: (a) U-systém; (b) Z-systém – převzato z (Fialová & Jegla, 2021)	114

Seznam tabulek

2.1	Základní vlastnosti, předností a omezení rychlostních snímačů průtoku tekutiny; nejistota měření je vyjádřena pomocí procent z měřicího rozsahu – upraveno dle (Kadlec, 2006a)	24
2.2	Možnosti použití snímačů průtoku tekutiny dle specifikace média a provozních podmínek typických pro distribuční systémy – upraveno dle (Kadlec, 2006b)	25
2.3	Nerovnoměrnost distribuce toku predikovaná pomocí CFD simulací (Fialová, 2017)	44
3.1	Porovnání výsledků obdržných pomocí adaptovaného maticového modelu (AMM) a komerčního softwaru (HTRI)	56
3.2	Teploty média proudícího v TP zjištěné pomocí komerčního softwaru (HTRI) a adaptovaného maticového modelu (AMM). Zápis teplot [°C] je proveden ve směru toku média trubkou vstup→výstup.	57
3.3	Vyjádření koeficientů z rovnice (3.17) pro případ dělení toku	60
3.4	Soubory hodnot parametrů distribučního systému testované citlivostní studií. Hodnoty výchozího nastavení příslušného parametru jsou označeny podtržením – adaptováno (Fialová & Jegla, 2021)	63
3.5	Provozní podmínky experimentů a nejistota měření použitých přístrojů	72
3.6	Základní parametry testovaných distribučních systémů	73
3.7	Test nezávislosti výsledků stacionárních CFD simulací na jemnosti výpočetní sítě – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)	74
3.8	Nerovnoměrnost toku v systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví. Zkratky CFD-S a CFD-T značí výsledky stacionární a transientní CFD simulace. . .	76
3.9	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému „n14“ se standardní geometrií	77
3.10	Nerovnoměrnost toku v systému „n14“ s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví. Zkratky CFD-S a CFD-T značí výsledky stacionární a transientní CFD simulace.	79
4.1	Parametry CFD modelů standardní geometrie distributoru	83
4.2	Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s nízkým hydraulickým odporem dílčích větví	85
4.3	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému se základní modifikací geometrie	89
4.4	Výsledky parametrické studie vlivu Re_T na distribuci toku v systému s optimalizovanou modifikací geometrie	90
4.5	Nerovnoměrnost toku a tlaková ztráta v systémech s vysokým hydraulickým odporem dílčích větví	91

4.6	Dílčí průtoky [$\text{L}\cdot\text{s}^{-1}$] predikované analytickým modelem a vyhodnocení distribuce u řešených typů uspořádání distribučních systémů	94
4.7	Vliv různých rozměrů distributoru a kolektoru na distribuci toku v U-systému . . .	95
4.8	Nerovnoměrnost distribuce toku predikovaná pomocí CFD simulací (Kumar & Singh, 2019) a analytických modelů – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)	98
4.9	Složení spalín a vzdušiny; koncentrace všech složek jsou vyjádřeny v [obj. %]. . . .	102
4.10	Srovnání výsledků termických analýz jedné řady trubek	109
4.11	Základní parametry přehříváku páry	112
4.12	Srovnání výsledků analýz jedné sekce trubek přehříváku obdržených pomocí KMS a HTRI – adaptováno z (Fialová & Jegla, 2021)	114