



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**KOMPLEXNÍ ANALÝZA FUNKCE DISTRIBUČNÍHO  
SYSTÉMU TYPU U**

COMPLEX ANALYSIS OF THE PERFORMANCE OF A U-TYPE DISTRIBUTION SYSTEM

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. TOMÁŠ SÝS**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. DOMINIKA BABIČKA FIALOVÁ**

BRNO 2021

# Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství  
Student: **Bc. Tomáš Sýs**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Procesní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Dominika Babička Fialová**  
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.1111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Komplexní analýza funkce distribučního systému typu U

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Trubkové distribuční systémy typu U jsou jedny z nejčastěji užívaných zařízení pro paralelizaci toku v procesním a energetickém průmyslu. Práce je zaměřena na komplexní analýzu funkce vybraného modelového distribučního systému při zadaných provozních podmínkách. K ověření přesnosti predikcí matematických modelů (zjednodušené analytické modely i pokročilé nástroje výpočtové dynamiky tekutin, CFD) slouží ověření pomocí experimentálních trubkových distributorů. Účelem je identifikovat vhodná nastavení výpočetních nástrojů pro jejich následné průmyslové nasazení.

### Cíle diplomové práce:

- (1) Rešerše problematiky trubkových distribučních systémů typu U užívaných v procesním a energetickém průmyslu.
- (2) Analýza funkce distribučních systémů pomocí pokročilých numerických modelů a zjednodušených analytických modelů.
- (3) Vyhodnocení cílených experimentálních měření za účelem verifikace výpočtové přesnosti použitých matematických modelů.
- (4) Porovnání, shrnutí a zhodnocení dosažených výsledků.

### Seznam doporučené literatury:

ANSYS Inc. ANSYS Fluent User's Guide, Release 19.1. Canonsburg: ANSYS Inc., 2018.

BLEVINS, R.D. Applied fluid dynamics handbook. Malabar: Kreieger Publishing Company, 2003. ISBN 1-57524-182-X.

BAJURA, R.A. a E.H. JONES. Flow distribution manifolds. Journal of Fluids Engineering. 1976, 98(4), 654-665.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## Abstrakt

Distribuce toku pracovních látek hraje v zařízeních procesního a energetického průmyslu důležitou roli, ačkoliv její hodnocení bývá v mnohých případech podceňováno nebo zcela opomíjeno. Nerovnoměrná distribuce toku může způsobovat tepelné, potažmo mechanické namáhání trubek, a v krajních případech může mít vliv i na efektivitu příslušného procesu. Cílem této práce je tedy nalezení optimálních výpočetních modelů pro predikci distribuce toku a identifikace vhodného nastavení těchto nástrojů za účelem jejich následného průmyslového nasazení v návrhových výpočtech. Pro distributor (distribuce do atmosféry) a distribuční systém typu „U“ byly srovnány výsledky zjednodušených analytických modelů, detailních numerických simulací a experimentálních měření. Bylo zjištěno, že naměřeným hodnotám ve všech modelovaných konfiguracích nejlépe odpovídají výsledky poskytované zjednodušenými matematickými modely, jejichž řešení je v porovnání s detailními CFD simulacemi navíc podstatně méně časově náročné. Pro uspořádání s vyšším odporem toku poskytují oba výpočetní přístupy přibližně stejně přesné výsledky. U uspořádání s nižším odporem je už ovšem odchylka výsledků CFD výpočtů od experimentálních dat výrazně větší.

## Abstract

Fluid flow maldistribution plays a key role in equipment used in process and energy industries, although its evaluation is often underestimated or fully neglected. Uneven flow distribution may cause thermal or mechanical load on the tube bundle, and in extreme scenarios, it can also have an adverse effect on the process efficiency. This thesis aims to find the optimal computational tools for flow distribution prediction suitable for the initial stage of the equipment design process and to identify suitable settings of these tools for their subsequent industrial deployment. The results of simplified analytical models, detailed numerical simulations, and experimental measurements were compared for the dividing header and the U-type distribution system. It was found that the results provided by simplified mathematical models, the solution of which is also significantly less time-consuming compared to detailed CFD simulations, best correspond to the measured experimental values in all modeled configurations. For arrangements with higher lateral resistance coefficient, both computational approaches provide approximately equally accurate results. However, for arrangements with lower lateral resistance coefficient, the deviation of the results obtained by CFD calculations from the experimental data is significantly larger.

## Klíčová slova

CFD, analytický model, distribuce toku, odpor toku, porézní skok, experimentální měření, distribuční systém

## Keywords

CFD, analytical model, flow distribution, lateral resistance coefficient, porous jump, experimental measurement, distribution system

## Citace

SÝS, Tomáš. *Komplexní analýza funkce distribučního systému typu U*. Brno, 2021. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132642>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Dominika Babička Fialová

# Komplexní analýza funkce distribučního systému typu U

## Prohlášení

Prohlašuji, že svou závěrečnou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucí závěrečné práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány a uvedeny v seznamu zdrojů na konci práce.

Jako autor uvedené závěrečné práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této závěrečné práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení §11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

.....

Tomáš Sýs  
21. května 2021

## Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucí mé diplomové práce, paní Ing. Dominice Babičce Fialové, za její čas, poznámky a rady, kterými přispěla k vypracování této práce. Velmi si toho vážím.

# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>3</b>
1.1	Cíle práce . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Distribuce toku pracovních médií</b>	<b>5</b>
2.1	Provozní potíže teplosměnných zařízení . . . . .	6
2.2	Rešerše literatury . . . . .	7
2.2.1	Experimentální měření . . . . .	12
2.2.2	Modelování pomocí 3D CFD . . . . .	12
2.2.3	Modelování pomocí zjednodušených 1D a 2D modelů . . . . .	12
2.2.4	Modelování pomocí hybridních modelů . . . . .	13
2.2.5	Použitelnost vybraných metod modelování . . . . .	13
<b>3</b>	<b>Metody modelování distribuce toku</b>	<b>15</b>
3.1	Popis řešených distribučních systémů . . . . .	15
3.2	Analytický kvazi-1D model proudění . . . . .	20
3.2.1	Model B-1971 . . . . .	21
3.2.2	Model BJ-1976 . . . . .	23
3.2.3	Vliv empirických koeficientů na distribuci toku . . . . .	26
3.2.4	Nastavení analytického modelu . . . . .	28
3.3	Analýza distribuce toku pomocí CFD . . . . .	31
3.3.1	Nastavení výpočetní sítě . . . . .	32
3.3.2	Nastavení výpočetního modelu . . . . .	34
3.3.3	Hodnocení konvergence . . . . .	37
3.3.4	Test nezávislosti sítě . . . . .	39
3.4	Experimentální měření . . . . .	39
3.4.1	Metodika měření . . . . .	41
<b>4</b>	<b>Výsledky</b>	<b>45</b>
4.1	Hodnocení distribuce toku . . . . .	45
4.2	Konfigurace D-1550 . . . . .	47
4.3	Konfigurace D-2100-FL . . . . .	50
4.4	Konfigurace U-1600 . . . . .	53
4.5	Konfigurace U-1050-FL . . . . .	56
4.6	Diskuse výsledků . . . . .	59
<b>5</b>	<b>Závěr</b>	<b>61</b>

5.1 Budoucí práce . . . . .	62
<b>Seznam zdrojů</b>	<b>63</b>
<b>Seznam použitých symbolů a zkratek</b>	<b>67</b>
<b>A Citlivostní analýza pro distributor</b>	<b>71</b>
<b>B Nastavení faktoru vnitřního odporu</b>	<b>73</b>

# Kapitola 1

## Úvod

V inženýrské praxi se lze u zařízení pro přenos tepla běžně setkat s případy, kdy je nutné proud pracovního média na vstupu do procesu rozdělit na větší počet menších proudů, které jsou v rámci daného procesu příslušným způsobem využity nebo upraveny. U většiny těchto aplikací, které mohou zahrnovat například výměníky tepla, palivové články, systémy chlazení elektronických součástí, kotle, chemické reaktory, solární panely nebo technologie používané v jaderné energetice, je přitom důležité zajistit co možná nejrovnoměrnější distribuci toku látky, která úzce souvisí jak s efektivitou daného zařízení, tak i s jeho životností. Není-li tento požadavek splněn, může to v některých případech vést k nezanedbatelnému snížení účinnosti konkrétního procesu a navýšení provozních nákladů. V krajním případě může nerovnoměrnost toku v systému vést až k poškození daného zařízení, které je mimo další vlivy vyvoláno zejména nerovnoměrným tepelným zatížením působícím na jednotlivé části distribučního systému.

Z těchto důvodů hraje hodnocení distribuce toku pracovních látek v zařízeních chemického, potravinářského nebo energetického průmyslu při optimalizaci řešeného procesu důležitou roli, ačkoliv bývá v mnohých případech podceňováno nebo zcela opomíjeno. Přesto právě analýza distribuce toku může poskytnout lepší představu o chování systému, díky čemuž je možné přijmout vhodná opatření, a předejít tak zmíněným nežádoucím situacím.

### 1.1 Cíle práce

K získání informací o rozdělení pracovní látky ve větveném systému lze obecně využít více přístupů. Tato práce se zaměřila na predikci distribuce toku v distributoru a distribučním systému typu „U“, k níž byla použita kombinace analytického a numerického modelování proudění doplněná o experimentální měření na zmenšeném modelu reálného zařízení. Pro obě uspořádání byla uvažována vždy jedna konfigurace s nižší a jedna konfigurace s vyšší hodnotou součinitele odporu toku, který zásadním způsobem rozhoduje o nerovnoměrnosti rozdělení pracovní látky do jednotlivých větví distribučního systému.

Pro predikci distribuce toku byly zvoleny dva zjednodušené matematické modely založené na modelech Bajury [8], resp. Bajury a Jonese [9], které jsou určeny pro izotermní a nestlačitelnou tekutinu. Vytvořeno bylo celkem šest analytických modelů, čtyři pro distributor a dva pro distribuční systém typu „U“. Identifikovány byly přitom takové parametry nastavení, aby výstup každého zjednodušeného modelu v maximální možné míře odpovídal distribuci toku získané pomocí experimentálního měření na dané konfiguraci. Nerovnoměrnost rozdělení pracovní látky ve větvených systémech byla ověřována také pomocí výpočtové dynamiky tekutin, jejímž hlavním rysem

bylo použití porézní zóny jakožto náhrady části trubkového svazku. Virtuální náhrada tlakové ztráty na nahrazovaném úseku umožnila trubkové svazky zkrátit, a tím urychlit získání výsledku numerického výpočtu. S použitím izotermního turbulentního modelu byly v programu ANSYS Fluent [4] pro jednotlivé zkrácené geometrie distribučních systémů napočítány stacionární simulace proudění, přičemž u jedné konfigurace bylo provedeno i porovnání s nestacionárním výpočtem.

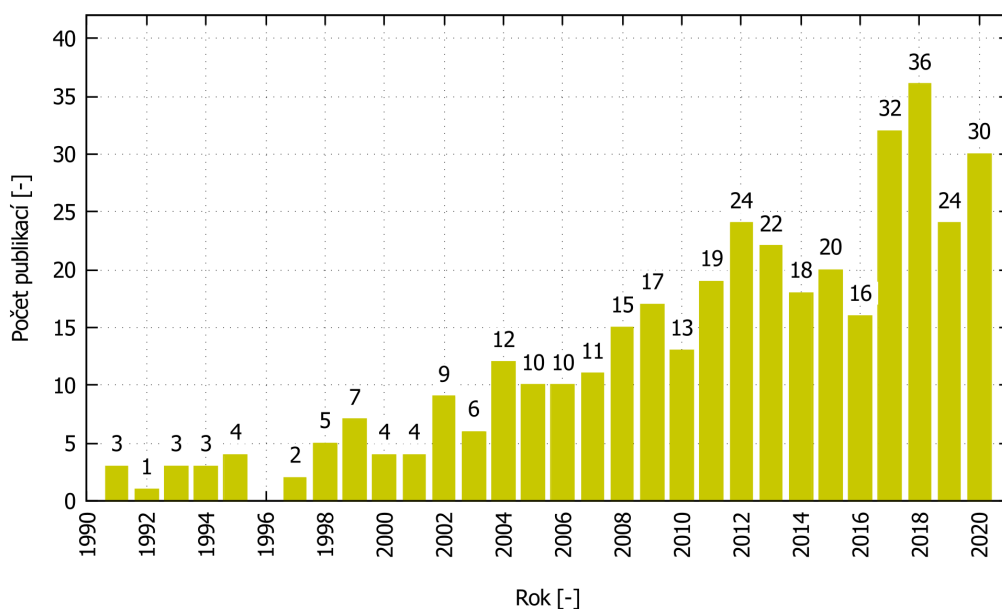
Sestavené matematické modely byly validovány pomocí experimentálního měření, k jemuž účelu byla prostřednictvím technologie 3D tisku vytvořena dvojice testovacích distributorů. Výsledky experimentálního měření byly použity k nastavení vstupních podmínek, resp. optimalizaci výše uvedených metod modelování proudění.

Predikce distribuce toku získaná pomocí jednotlivých výpočetních postupů byla porovnána s výsledky fyzikálního experimentu, byla-li tato data k dispozici. Na základě shody výstupu uvedených metod modelování a experimentálních dat bylo vyhodnoceno, které výpočetní modely při daném nastavení a za daných podmínek poskytují nejpřesnější predikci distribuce toku, a hodí se tak pro použití v rámci návrhových výpočtů procesních a energetických zařízení. Z diskuze obdržných výsledků také vyplynula hrubá osnova možné budoucí práce v oblasti analýz funkce distribučních systémů.

## Kapitola 2

# Distribuce toku pracovních médií

Problematika proudění pracovních látek v distribučních systémech patří v souvislosti s optimalizací chemických, energetických a jiných procesů k čím dál častěji diskutovaným tématům. Svědčí o tom například i rostoucí trend vydávaných odborných publikací, které se této problematice věnují (viz obrázek 2.1). Navzájem více či méně rozdílné hodnoty průtoků tekutiny jednotlivými větvemi systému, které jsou způsobeny nerovnoměrným odtokem pracovního média z distribučního kanálu do trubek, způsobují tepelné, potažmo mechanické namáhání trubek, a v krajních případech mají negativní vliv i na efektivitu příslušného procesu. Na rozdíl od obecného využití hodnocení distribuce toku v zařízení (při vývoji nových typů zařízení, v rámci troubleshootingu či během finální kontroly zařízení), uplatněním v počátečních návrhových procedurách je věnováno poměrně málo pozornosti. A to i přesto, že úvaha distribuce toku může předem vyloučit nevhodné konfigurace navrhovaného zařízení.



**Obrázek 2.1.** Počet odborných článků na téma distribuce toku v procesních a energetických zařízeních publikovaných v rozmezí let 1990–2020 dle databáze Scopus. Hledání výsledků bylo omezeno na kombinaci klíčových slov „flow distribution“ a „manifold“, a dále na oblasti strojního („ENGI“), energetického („ENER“) a chemického („CENG“) inženýrství.

Distribuční systém je v kontextu procesních a energetických zařízení možné chápat jako průtočný kanál, do kterého je bočními větvemi vlivem tlakového spádu přiváděna, nebo ze kterého je naopak odváděna provozní tekutina. Hlavní roli při dělení proudu v prostém distributoru hraje rozdíl statického tlaku v distributoru a vnějšího tlaku okolí. Pokud je rozdíl obou hodnot podél hlavní komory distributoru konstantní, dochází k rovnoměrnému odtoku pracovního média jednotlivými trubkami. Taková situace nastane typicky v případě, kdy tlaková ztráta v distributoru bude zanedbatelná vzhledem k třecím ztrátám v trubkách; tato podmínka však v praxi často není splněna, a k rovnoměrné distribuci tak u těchto systémů nedochází [7].

Nerovnoměrné dělení proudu v distributoru je dáno dvěma hlavními faktory. V prvním případě dochází při proudění pracovního média v distributoru k jeho postupnému odtoku přílehlými otvory, což způsobuje zpomalování proudění a současný nárůst statického tlaku podél hlavní komory. Druhým původcem nerovnoměrného toku jsou tlakové ztráty třením, které tlak uvnitř hlavní komory naopak snižují. Díky tomu, že oba výše uvedené faktory působí na statický tlak v systému opačně, je potom možné vhodnou úpravou parametrů studovaného distribučního systému docílit stavu, kdy se oba mechanismy budou navzájem kompenzovat. V ideálním případě je tak dosaženo konstantního rozdílu tlaků po celé délce distributoru (rovnoměrné distribuce toku). V případě proudění v kolektoru má statický tlak v hlavním kanálu tendenci se ve směru toku postupně snižovat, a to vlivem přiváděné tekutiny z trubek. V kombinaci s třecími ztrátami má tak statický tlak v kolektoru ve směru proudění trvale klesající charakter. Analogická pravidla zajišťující rovnoměrnost toku jednotlivými trubkami platí i pro komplikovanější distribuční systémy (např. typu „U“ a „Z“). Je-li v těchto konfiguracích dosaženo konstantního rozdílu tlakových profilů v distributoru a kolektoru, má to (teoreticky) za následek ideálně rovnoměrný průtok ve všech trubkách.

## 2.1 Provozní potíže teplosměnných zařízení

Typickou aplikací, kde se distribuce pracovních látek uplatňuje, jsou trubkové a kompaktní výměníky tepla, ve kterých je pracovní látka před vstupem do procesu rozdělena do několika vzájemně paralelních proudů. Například v trubkovém výměníku pracovní médium vstupuje do distributoru, ve kterém je rozděleno do většího počtu dílčích trubek; po průchodu trubkami a proběhlé výměně tepla je poté toto médium v části kolektoru opět sloučeno v jeden proud. Není-li přitom zajištěna dostatečně rovnoměrná distribuce toku pracovního média do trubkového svazku, zpravidla se to podepíše na funkci a životnosti daného zařízení.

Na poškozování výměníků tepla – resp. snižování efektivity přenosu tepla – v provozních podmínkách mají vliv především dva základní mechanismy: zanášení a koroze [10]. Při zanášení dochází k sedimentaci solí, korozních produktů nebo jiných pevných částic z teplotně nekompatibilních médií na povrch teplosměnných ploch. Usazeniny zde tvoří zvýšený tepelný odpor, čímž snižují také přenos tepla. K ukládání sedimentu dochází nejčastěji v místech s nízkými rychlostmi proudění, jejichž vznik úzce souvisí se složitostí geometrie distribučního systému. Na zanášení působí i nerovnoměrná distribuce pracovního média, která má tendenci mechanismus zanášení dále umocňovat, a naopak. Pakliže látka inklinuje k zanášení a v systému dochází k její nerovnoměrné distribuci, projeví se to jak výraznějším zanášením, tak horším dělením tekutiny do trubek. Zanášení trubkového prostoru vede typicky na zúžení průtočného průřezu, čímž dochází ke zvýšení rychlosti proudění pracovního média, resp. ke zvýšení tlakové ztráty na ovlivněných úsecích. Je-li zanesení značné, může dojít v krajním případě až k prasknutí trubek či vytržení trubek z trubkovnice.

Koroze je doprovodným jevem zanášení trubkových a mezitrubkových prostorů. Způsobuje zeslabování tloušťky trubek, u menších průměrů mohou korozní produkty rovněž ovlivňovat zanášení průtočných ploch. Odvíjí se zejména od druhu použitého provozního média (rozhodující je zde pH faktor) a kvality povrchu trubek.

Podobně jako v případě zanášení, i korozní prostředí vzniká převážně ve stagnačních zónách, kde nedochází k tak časté obměně proudící tekutiny. S tímto nežádoucím jevem se lze setkat například u výměníků tepla se svazkem trubek v plášti, kde dochází ke vzniku stagnačních zón v oblastech tzv. mrtvých koutů. Dalším příkladem může být koncová část tělesa distributoru, kde významnou měrou klesá rychlost proudění pracovního média, a náchylnost ke korozi je tak v těchto místech opět vyšší. Koroze představuje provozní riziko také u teplosměnných zařízení pracujících s plynnými látkami, jako je například ekonomizér vody. V důsledku nerovnoměrné distribuce toku v trubkovém prostoru se u těchto aplikací může stát, že na vnějším povrchu trubek dojde k ochlazení proudu spalin pod teplotu rosného bodu. Protože spaliny obsahují určitý podíl kyselinotvorných oxidů, může potom při nesprávném provozování v nejhůře postižených místech docházet ke vzniku podmínek vedoucích ke korozi materiálu trubek. Korozi materiálu lze omezit například volbou vhodných materiálů potrubí, opracováním povrchu nebo nanášením speciálních povlaků potrubí.

Nerovnoměrná distribuce pracovního média ovlivňuje také přenos tepla v zařízení. V tomto případě není přímo ovlivněn tepelný výkon zařízení – distribuce pracovní látky v trubkovém prostoru má dle Muellera [39] na přenos tepla jen minimální vliv – Nađ a kol. [40] nicméně upozorňují, že u vysokoteplotních aplikací (např. přehřívák páry) může v některých oblastech docházet k přehřívání vybraných trubek, které se následně začnou také deformovat. Naopak u nízkoteplotních aplikací s predehřevem vzduchu se v důsledku nerovnoměrného dělení toku mohou v trubkách vytvářet zóny, které jsou silně podchlazené (viz ekonomizér vody).

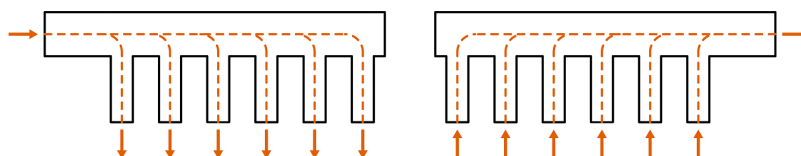
Ačkoliv se nežádoucích účinků výše zmíněných mechanismů nelze ve vlastním průmyslovém procesu nikdy zcela zbavit, je možné jejich vliv do určité míry omezit. Toho je kromě pravidelné kontroly a údržby distribučního systému možné dosáhnout například i vhodným návrhem daného zařízení pro konkrétní provozní podmínky, který vedle dalšího zahrnuje také dostatečně věrnou predikci distribuce pracovní látky.

## 2.2 Rešerše literatury

Významu distribuce toku pracovních látek v procesních a energetických zařízeních si byli vědomi mnozí autoři, důsledkem čehož je značné množství experimentálních, analytických a dalších prací, které byly na toto téma za posledních několik desítek let zveřejněny. V následujícím textu bude pozornost zaměřena výhradně na publikace vztahující se k analýzám proudění pracovních médií v distributoru a v distribučním systému typu „U“, které byly předmětem této práce.

Jedněmi z prvních, kteří se problematice oddělování a slučování proudů věnovali, byli Acrivos a kol. [1]. Pro proudění plynu v distributoru (dělí proud do trubek), resp. kolektoru (slučuje jednotlivé proudy z trubek) definovali diferenciální rovnici v parabolickém tvaru, která popisovala rozdělení proudu tekutiny a tlakové poměry podél perforovaného kanálu. Příslušná jednorozměrná rovnice byla odvozena z Bernoulliho vztahu a vycházela z předpokladu, že tekutina dále po proudu neměla vliv na odtok tekutiny skrz otvory nacházející se ve směru proti proudu. Drsnost povrchu trubek nebyla v modelu zahrnuta. Provedená experimentální měření ukázala, že nerovnoměrnost výtoku provozní tekutiny (vzduchu) z jednotlivých otvorů hlavního kanálu přímo souvisí s roz-

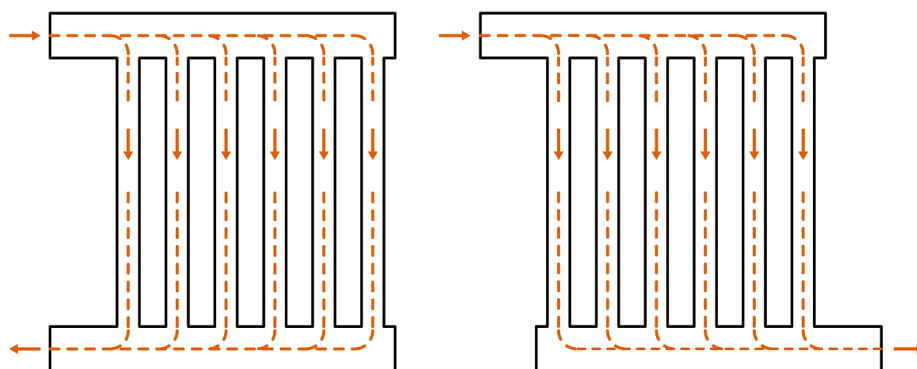
ložením tlaku v systému, který je dán: (i) třecími tlakovými ztrátami při proudění tekutiny podél kanálu; a (ii) nárůstem statického tlaku, ke kterému dochází z důvodu postupného snižování rychlosti průtoku tekutiny tímto kanálem. Z naměřených hodnot dále vyplývá, že větší průtočná plocha hlavního kanálu přispívá k rovnoměrnějšímu odtoku pracovního média. Schematické znázornění zmíněných distribučních systémů je uvedeno na obrázku 2.2.



**Obrázek 2.2.** Schematické znázornění dělení toku v distributoru (vlevo), resp. slučování toku v kolektoru (vpravo).

Kubo a Ueda [33] na základě vyvíjené teorie pro distribuci toku pracovního média vytvořili iterační metodu, ve které k popisu souhrnného vlivu povrchového tření a změn hybnosti tekutiny ve směru proudění použili parametry  $\sigma_D$  pro distributor, resp.  $\sigma_C$  pro kolektor, jejichž hodnota byla určena experimentálně. Správnost představené metody byla ověřena experimentálním měřením, při němž byl sledován vliv Reynoldsova čísla a odporu trubek (hodnota odporu se lišila podle velikosti nainstalovaných clon). Na základě obdržných dat bylo konstatováno, že vyšší odpor trubek vede na rovnoměrnější distribuci pracovní látky (použita zde byla voda); a že vliv Reynoldsova čísla na distribuci toku je při turbulentním režimu proudění v rozsahu hodnot  $Re = 30\,000\text{--}100\,000$  zanedbatelný.

Datta a Majumdar [16] se ve své práci věnovali již kompletním systémům s paralelním (tzv. Z-uspořádání) a paralelním obráceným tokem (U-uspořádání) pracovního média. Ilustrační znázornění těchto distribučních systémů je uvedeno na obrázku 2.3. Autoři pro řešenou geometrii vypracovali zjednodušený 1D model, kde k popisu chování proudící pracovní látky využili diferenciální rovnici v eliptickém tvaru. Tato nová definice umožnila překonat určitá omezení staršího modelu od skupiny autorů Acrivos a kol. [1]. Jako dva hlavní bezrozměrné parametry ovlivňující distribuci toku potom Datta a Majumdar [16] identifikovali poměr celkové průtočné plochy trubek ku průtočné ploše hlavního kanálu a součinitel tření. Bylo zjištěno, že při relativně nízkých hodnotách prvního uvedeného parametru je možné dosáhnout takřka rovnoměrného rozdělení pracovního proudu do jednotlivých trubek.



**Obrázek 2.3.** Distribuční systém typu „U“ (vlevo) a „Z“ (vpravo).

Ucelenými systémy distribuce toku, skládajícími se z distributoru, svazku trubek a kolektoru, se zabývali také Pigford a kol. [41]. Na základě výsledků analytického modelu a následného experimentálního měření autoři konstatovali, že tok pracovního média (vzduchu) v zařízeních s uspořádáním typu „U“ je rovnoměrnější než v případě uspořádání typu „Z“.

Dvojice autorů Bassiouny a Martin [11] se zaměřila na problematiku proudění v kompaktních deskových výměnících tepla s U-uspořádáním. Ve své práci navázali na dřívější zjednodušené modely, jejichž upravenou podobu použili k odhadu změn rychlosti a tlaku ve vstupním, resp. výstupním kanálu, posouzení míry nerovnoměrnosti odtoku tekutiny mezi deskami výměníku tepla a stanovení celkové tlakové ztráty v systému. Protože použitý matematický model zanedbával třecí ztráty, byla jeho aplikace určena spíše pro kratší distribuční systémy, ve kterých tlaková ztráta třením není tolik významná. Jako řídicí veličinu ovlivňující nerovnoměrnost distribuce pracovního média autoři navrhli parametr  $m$ . Hodnotu tohoto parametru lze ovlivnit změnou poměru průtočné plochy distributoru a kolektoru, a dále potom tvarem a počtem desek, ze kterých se výměník tepla skládá. Je-li  $m^2$  kladné číslo, průtok jednotlivými větvemi se bude ve směru proudění tekutiny postupně snižovat; je-li  $m^2$  záporné číslo, bude se průtok větvemi v tomto směru naopak zvyšovat. Relativně rovnoměrné distribuce toku je přitom možné dosáhnout v případě, kdy je tato hodnota blízká nule ( $m^2 < 0,01$ ).

Kitto a Robertson [32] shrnuli vliv provozních podmínek a jejich dopad na tepelný výkon a distribuci toku pracovních látek ve výměnících tepla. V publikovaném dokumentu autoři uvádí, že snižování tepelného výkonu závisí do určité míry jednak na měřítku nerovnoměrnosti průtoku pracovního média v trubkách, a jednak na samotném původu rozkolísanosti těchto průtoků. Například nerovnoměrnost toku způsobená separací dvoufázového média bývá obvykle závažnější, než ta způsobená závislostí hustoty na teplotě u jednofázového média. Zvláštního významu nabývá problematika distribuce toku u výměníků tepla s vysokou účinností, resp. u tepelných výměníků s malým rozdílem teplot teplosměnných látek, kde i mírná nerovnoměrnost průtoků může mít nezanedbatelný vliv na přenos tepla v zařízení.

Wang a kol. [49] představili analytické řešení diferenciálních rovnic popisujících proudění v distributoru. Jejich řešení – na rozdíl od většiny starších prací, které uvažovaly konstantní hodnoty součinitelů tření a nárůstu statického tlaku – vycházelo z předpokladu proměnných hodnot těchto koeficientů, což lépe odpovídá reálné situaci. Při odvozování zjednodušeného modelu autoři dále vycházeli z následujících předpokladů: (i) tlak okolí je konstantní; (ii) trubka distributoru má konstantní kruhový průřez, otvory podél kanálu jsou ekvidistantní a pod pravým úhlem; a (iii) rovnoměrnost distribuce pracovní látky závisí na rozložení statického tlaku podél distributoru. Dokonale rovnoměrné distribuce pracovního média je v tomto případě dosaženo tehdy, pokud je i hodnota statického tlaku podél perforovaného kanálu konstantní. Toho lze dosáhnout úpravou rozměrových parametrů (rozhodující je poměr délky a průměru distributoru) a vstupní rychlosti pracovního média. Aplikace zmíněného modelu, jehož správnost byla ověřena experimentálním měřením, přitom není nijak omezena rozměry distributoru, a použít se dá jak při návrhu kratších, tak i delších geometrií, a to při laminárním, přechodovém nebo turbulentním režimu proudění.

Wang [48] v rámci uvedeného výzkumu později navrhl také svůj vlastní zobecněný model distribuce toku a tlaku provozního média v distributoru. Podobně jako v předchozí práci zmíněného autora, i tento model počítal s proměnnými koeficienty tření a nárůstu statického tlaku. S využitím uvedeného výpočetního nástroje bylo zjištěno, že distribuce toku a tlaková ztráta v systému je dána třemi hlavními proměnnými, kterými jsou: (i) poměr délky a průměru distributoru; (ii) poměr celkové plochy všech trubek ku ploše distributoru; a (iii) odpor trubek vůči průtoku pracovní

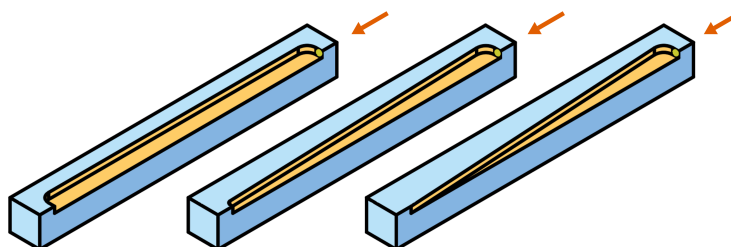
látky. Vhodným nastavením těchto parametrů je možné ovlivnit rozložení tlaku v hlavním kanálu distributoru, a dosáhnout tak rovnoměrnějšího odtoku tekutiny.

V souvislosti s analýzou distribuce toku byla zvýšená pozornost věnována také proudění pracovních médií v solárních kolektorech, příp. mikrokanálových chladičích systémech, se kterými se lze tradičně setkat v elektronickém průmyslu.

Facão [18] se věnoval studiu proudění a tlakových ztrát v solárních kolektorech, kde distribuce toku hraje důležitou roli z hlediska tepelné účinnosti těchto zařízení. Pro studovaný případ autor vytvořil korekční model, jehož účelem byla optimalizace geometrických parametrů hlavního kanálu s ohledem na co možná nejrovnoměrnější distribuci toku pracovního média. Pomocí uvedené metody bylo zjištěno, že relativně rovnoměrného dělení proudů do trubek lze dosáhnout v případě, pokud je průměr kolektoru větší než průměr distributoru. Charakter proudění v takovém systému s U-uspořádáním vyšetřoval Marx [35], který řešil distribuci pracovního média v modulárním trubkovém výměníku tepla. Pomocí detailních 3D numerických výpočtů bylo zjištěno, že v řešeném distribučním systému s šesti trubkami bylo za daných geometrických podmínek (tj. průměr kolektoru je větší než průměr distributoru) skutečně dosaženo relativně nízké nerovnoměrnosti toku pracovního média (maximální odchylka hmotnostního průtoku v trubce od ideálního rovnoměrného rozdělení činila 1,34 %).

Skupina autorů Siddiqui a kol. [43] experimentálně a numericky porovnávala distribuci toku ve výměnících tepla s U- a Z-uspořádáním, jež byly určeny ke chlazení fotovoltaických panelů. Při laboratorních zkouškách prováděných na distribučních systémech s obdélníkovými hlavními komorami byla autory použita metoda optického měření rychlosti proudění (*particle image velocimetry*, PIV), založená na periodickém pořizování snímků laserem osvětlených částic v proudící kapalině (vodě). Z výsledků provedené analýzy vyplývá, že v distribučním systému typu „U“ dochází při laminárním režimu proudění k nejvýraznějšímu odtoku kanály nejbližší vstupu do distributoru, a dále že vyšší hodnota hmotnostního průtoku na vstupu do distributoru příznivě ovlivňuje rovnoměrnou distribuci toku v systému. U distribučního systému typu „Z“ má navýšení hmotnostního průtoku opačný efekt.

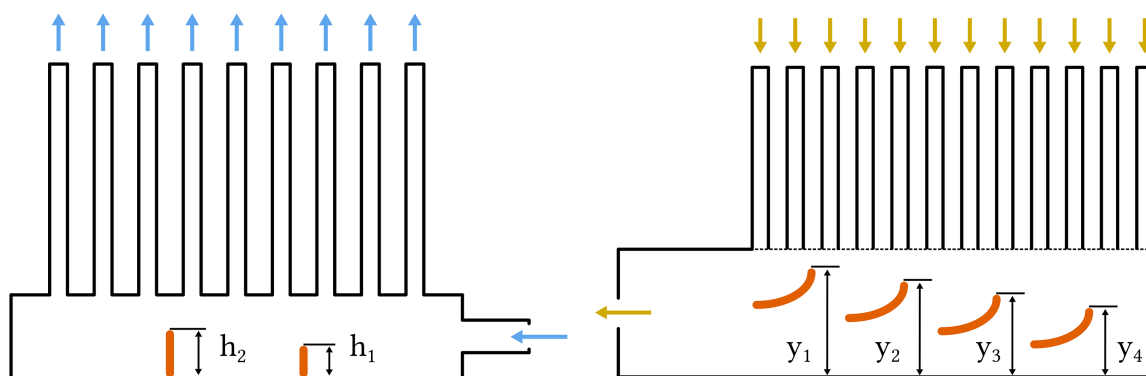
Problematikou mikrokanálových chladičů se zabývali Anbumeenakshi a Thansekhar [2]. Experimentální měření, která byla realizována při laminárním proudění v rozsahu  $Re = 200-600$ , ukázala, že distribuce toku demineralizované vody silně závisí na: (i) orientaci vstupního hrdla; (ii) tvaru hlavního kanálu distributoru (viz obrázek 2.4); a (iii) objemovém průtoku kapaliny. Vyšší hodnota objemového průtoku chladičového média přitom přispívá k rovnoměrnějšímu rozdělení proudu do jednotlivých trubek, což je v souladu se závěry starších prací.



**Obrázek 2.4.** Různé konfigurace chladičích mikrosystémů testovaných Anbumeenakshim a Thanksekhar. Zleva: obdélníkový, lichoběžníkový a trojúhelníkový tvar hlavního kanálu distributoru. Předloha z [2].

Některé nedávné práce se zaměřily také na možnosti implementace netradičních tvarů vstupních hrdel, potažmo instalací příčných přepážek v distributoru a kolektoru. Příkladem takového přístupu je práce autorů Xie a kol. [50], kteří vyšetřovali vliv přepážek na dělení toku v systémech s U- a Z-uspořádáním. Prostřednictvím numerických simulací bylo zjištěno, že vhodným umístěním přepážek v hlavním kanálu distributoru (sledována byla výška přepážek a jejich pozice v hlavním kanálu) je možné dosáhnout výrazně rovnoměrnějšího toku pracovního média v trubkách. Instalace příčných přepážek s sebou ovšem zároveň nese i určité navýšení tlakové ztráty v systému, a tím pádem zvýšené požadavky na výkon čerpadla.

Použitím určité obdoby přepážek – vodících lopatek – v kolektoru trubkového výměníku tepla s uspořádáním typu „U“ se zabývali i Kim a kol. [31]. Ke stanovení tvaru a polohy lopatek v hlavním kanálu využili optimalizační metodu, kde za účelovou funkci v jednom případě označili nerovnoměrnost průtoku trubkami, a ve druhém případě celkovou tlakovou ztrátu systému. Z obdržných výsledků vyplývá, že při nastavení pro minimalizaci tlakových ztrát je možné použitím čtyř vodících lopatek dosáhnout snížení nerovnoměrnosti distribuce toku o 58,64 %, resp. snížení tlakových ztrát o 2,80 %. Pokud je naopak použito nastavení pro minimalizaci nerovnoměrnosti průtoku trubkami, je tato nerovnoměrnost snížena až o 86,22 %, zatímco hodnota tlakové ztráty v systému je snížena o 0,33 %.



**Obrázek 2.5.** Vlevo ukázka aplikace příčných přepážek a vodících lopatek v tělese distributoru (zpracováno dle Xie a kol. [50]). Vpravo konfigurace vodících lopatek v kolektoru (zpracováno dle Kima a kol. [31]).

Dvojice autorů Minocha a Joshi [38] prostřednictvím komplexních 3D CFD simulací zkoumala vliv konstrukčních úprav a provozních parametrů distribučního systému s 10 trubkami na dělení toku a tlakovou ztrátu vodní páry v systému pro aplikace v jaderné energetice. Vyšetřováno bylo celkem osm návrhových strategií, z nichž největší vliv na rovnoměrnost distribuce toku a naopak nejmenší míru disipace energie v systému mělo: (i) zařazení podélné perforované přepážky v distributoru, která snížila nerovnoměrnost toku v trubkách o 95 %; a (ii) použití postupně se zužujícího tvaru hlavního kanálu, který pomohl nerovnoměrnost toku v trubkách snížit o 66 %. V uvedené studii byl také představen vliv kinetické energie turbulence,  $k$ , a rychlosti disipace kinetické energie turbulence,  $\epsilon$ , na distribuci toku v systému. Snižuje-li se hodnota těchto parametrů podél osy distributoru, pak k maximálnímu odtoku pracovního média dochází na konci hlavního kanálu. Naopak vysoká špička kinetické energie turbulence,  $k$ , na vstupním úseku distributoru

může signalizovat zpětný tok v první části trubek. O vzniku nežádoucího zpětného toku v takovém případě rozhoduje zejména geometrie systému a rychlost proudění tekutiny [12].

Jak je z rešerše dostupné literatury zřejmé, přístupů k analýze rovnoměrnosti rozdělení proudu v procesních a energetických zařízeních existuje hned několik. Základní rozdíly mezi jednotlivými přístupy budou uvedeny v následujících podkapitolách.

### 2.2.1 Experimentální měření

Přesná reprezentativní data konkrétního procesu je možné získat experimentálním měřením na reálném zařízení. Provozní měření je však často omezeno z důvodu finanční náročnosti (investiční a provozní náklady, příp. služby kvalifikované laboratoře či firmy), u fyzikálních experimentů přibývá i problematika podobnosti reálného aparátu a testovaného modelu. Experimentální měření bývají také značně časově náročná. Některé charakteristiky, jako například rychlosti proudění a úplavy v ústí trubek nebo vybrané turbulentní veličiny ovlivňující distribuci toku, navíc nemusí být na reálných aparátech vůbec měřitelné.

Navzdory výše zmíněným omezením hraje měření na reálném zařízení nezastupitelnou roli, poněvadž jediné zkouška za provozu – resp. fyzikální experiment – umožňují získat informace o skutečném stavu systému za daných provozních podmínek. Výsledky experimentálního měření lze potom s výhodou využít například při verifikaci prováděných analytických nebo detailních numerických modelů.

### 2.2.2 Modelování pomocí 3D CFD

V dnešní době se k predikci chování pracovních látek v teplosměnných a dalších strojních zařízeních v souvislosti s relativně levným a dostupným výpočetním výkonem čím dál častěji používá výpočtová dynamika tekutin (CFD). Tento přístup své uplatnění běžně nachází při finálním návrhu daného zařízení, jelikož umožňuje neinvazivním způsobem odečíst hodnoty sledovaných fyzikálních veličin v libovolném místě geometrie, a podle potřeby přijmout případná preventivní, resp. nápravná opatření.

Ačkoliv s sebou pokročilé numerické modelování proudění nese četné výhody, jeho využití je v praxi často omezeno především vysokou výpočtovou náročností řešených úloh. Pro vyšetřování rozsáhlých a komplexních geometrií s požadovanou přesností například není neobvyklé, že nestacionární výpočty i při použití výkonných hardwarových prostředků zaberou až desítky dnů. Překážkou může být i skutečnost, že s každou změnou geometrie je třeba vytvořit nový výpočetní model, což znesnadňuje analýzu většího počtu návrhových geometrií. Vlastní proces nastavování a řešení numerických úloh je navíc stále poměrně pracný a vyžaduje spoustu času a téměř neustálý dohled uživatele (např. z důvodu případné nestability výpočtu) [45].

### 2.2.3 Modelování pomocí zjednodušených 1D a 2D modelů

V souvislosti se zkoumáním proudění pracovních látek v distribučních systémech může být v některých případech výhodné využít modelování pomocí zjednodušených 1D a 2D modelů. Příklad použití zjednodušeného 1D modelu lze najít například v práci Turka a kol. [47], která se zabývala rozdělením pracovního média ve výměníku tepla s distribučním systémem typu „U“. Výhodou těchto modelů je jejich nízká výpočtová náročnost a krátké výpočetní časy, které jdou ale na úkor omezené flexibility modelů a přesnosti výsledků. Dobře patrné je to například z práce Chýlka [15], která se věnovala již komplexnějšímu proudění v zařízeních s několika řadami trubek; zjištěná re-

lativní chyba mezi výsledky použitého kvazi-1D modelu a detailní numerické simulace v případě geometrie s pěti řadami trubek činila již 20–35 %. V praxi se proto zjednodušených analytických modelů používá spíše u méně složitých geometrií, a to hlavně v počáteční fázi návrhu dané technologie nebo v optimalizačních nástrojích, které slouží k výchozímu odhadu vhodných topologických parametrů distribučního systému [29].

U některých složitějších geometrií (např. zařízení s hustými svazky trubek) může být nutné sáhnout po výpočetně náročnějších 2D nebo kvazi-3D modelů, které ve srovnání s jednorozměrnými modely lépe postihují charakter řešené geometrie a poskytují také přesnější výsledky. Tento postup byl použit například v práci Turka a kol. [46]. Správnost a použitelnost zjednodušených 1D a 2D modelů pro danou aplikaci je pro jejich značná geometrická zjednodušení v každém případě nutné dodatečně validovat pomocí údajů z provozního měření – v ideálním případě – nebo pomocí experimentálních dat získaných podrobnými CFD simulacemi [29].

#### 2.2.4 Modelování pomocí hybridních modelů

Alternativním způsobem řešení problematiky distribuce toku pracovních médií, zvláště potom v případě geometricky složitějších zařízení, může být implementace tzv. hybridních modelů na míru. Hybridní metodu použili například Fiorentino a Starace [21], kteří se věnovali modelování procesů probíhajících v kompaktních výměnících tepla. Jejich model vycházel z výsledků numerické simulace a sloužil k predikci tepelného výkonu řešeného teplosměnného zařízení. Data z numerického výpočtu autoři použili k sestavení prediktivních funkcí přenosu tepla, které byly spojeny s tlakovými ztrátami a teplotami uvnitř výpočtové domény. Geometrie tepelného výměníku byla následně rozdělena na dílčí kontrolní objemy, ve kterých iterační metoda určovala teplotu povrchu stěny a přenos tepla mezi sousedními buňkami. Výpočetní algoritmus probíhal tak dlouho, dokud nebyla dosažena specifikovaná maximální odchylka mezi tepelným tokem horkého a chladného média. Výstupem navrženého hybridního modelu byly informace o rozdělení horkého a chladného proudu do distribučních větví, celkový tepelný výkon a tlakové ztráty předmětného zařízení.

#### 2.2.5 Použitelnost vybraných metod modelování

O tom, který z výše uvedených způsobů analýzy distribuce toku pro daný případ zvolit, rozhoduje obecně více faktorů. Záležet může například na složitosti geometrie řešeného distribučního systému. Zjednodušené analytické modely jsou většinou určeny pouze pro základní (tj. jednoduché) konfigurace distribučních systémů a hrozí tak u nich, že v případě komplexnějších geometrií budou dávat zkreslené výsledky. V takovém případě může být na místě sáhnout po výpočtově náročnějším, avšak všestrannějším modelování pomocí výpočtové dynamiky tekutin (CFD), příp. po hybridním modelu, jsou-li k dispozici také experimentální data. Dalším faktorem jsou požadavky na přesnost řešení a délku výpočetního času, mezi kterými je třeba najít rozumný kompromis. Jak totiž připomínají Turek a kol. [45], rychlé vyhodnocení distribuce toku za cenu příliš nízké přesnosti je stejně zbytečné jako získání zcela přesného řešení za nepřijatelně dlouhou dobu. S ohledem na výše uvedené se proto v praxi při řešení distribuce toku doporučuje dodržovat následující základní pravidla [28]:

- složitější geometrie a nutná vyšší přesnost → numerický model (CFD);
- složitější geometrie a dostupná experimentální data → hybridní model vyladěný pomocí dostupných dat;

- jednodušší geometrie a dostupná experimentální data → analytický model vyladěný pomocí dostupných dat.

Rozhodující je přitom i to, zda se provádí predikce distribuce toku – např. při návrhu nového zařízení – nebo zda se distribuce toku vyšetřuje zpětně za účelem troubleshootingu, tj. při řešení potíží již provozovaných zařízení. Specifika obou přístupů a doporučené metody modelování shrnuje tabulka 2.1.

**Tabulka 2.1.** Specifika návrhu nového zařízení vs. troubleshooting stávajícího zařízení. Upraveno podle [28].

<b>Aplikace</b>	<b>Specifika aplikace</b>	<b>Použitá metoda</b>
Predikce distribuce toku	fáze návrhu zařízení různé geometrie neustálá změna parametrů časté opakování výpočtu optimalizace a zpřesňování návrhu důraz na rychlost provedení	Zjednodušený analytický model
Troubleshooting	zařízení již v provozu známá geometrie známé provozní podmínky finanční ztráty kvůli odstávce provozu důraz na přesnost výsledků	CFD nebo hybridní model

## Kapitola 3

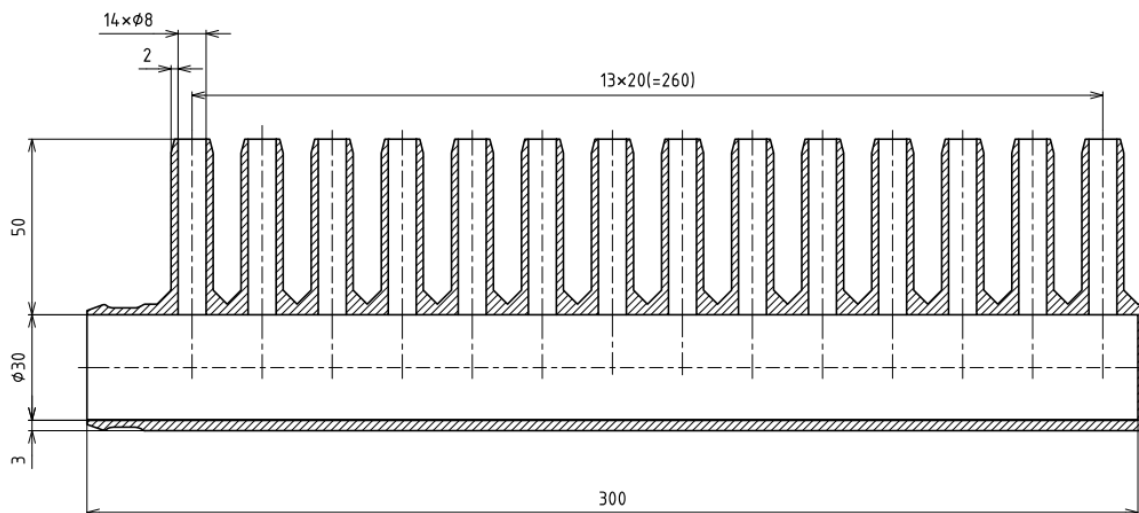
# Metody modelování distribuce toku

Předmětem této práce byla analýza rovnoměrnosti rozdělení pracovního proudu v distributoru a v distribučním systému typu „U“, které platí za jedny z nejčastěji užívaných zařízení pro paralelizaci toku v procesním a energetickém průmyslu. V následující kapitole jsou představeny konkrétní parametry řešených distribučních systémů a popis jednotlivých metod, které byly použity za účelem posouzení distribuce toku.

### 3.1 Popis řešených distribučních systémů

Modelovaný distribuční systém sestával z hlavního kanálu distributoru a jedné řady 14 ekvidistantně rozmístěných odtokových větví, které byly k hlavnímu kanálu připojeny pod pravým úhlem. Základní geometrické parametry řešeného jednořadého systému jsou vyznačeny na obrázku 3.1. Stejný trubkový distributor použili například Fialová a Jegla [20], kteří experimentálně ověřovali přesnost zjednodušených distribučních modelů pro kompozitní modelovací systém. Hlavní kanál distributoru měl konstantní kruhový průřez o vnitřním průměru 30 mm a jeho délka činila 300 mm. Trubky o konstantním vnitřním průměru 8 mm byly podél hlavního kanálu rozmístěny v pravidelných rozstupech s osovou roztečí 20 mm; jejich délka byla rovna 50 mm. Osa první trubky se nacházela ve vzdálenosti 30 mm od vstupu do distribučního systému. Relativní délka, tj. poměr celkové délky ku průměru hlavního kanálu ( $L_D/D_D$ ), nabývala hodnoty 10. Zvolený poměr v kombinaci s malou roztečí trubek umožnil dosáhnout zmírnění vlivu povrchového tření v distributoru, zároveň ale přispíval k méně rovnoměrné distribuci toku [20]. Hlavní bezrozměrné parametry (poměr  $L_D/D_D$  nebo poměr průtočných ploch) zkoumaného distributoru tak byly velmi podobné těm, které se vyskytují i v průmyslové praxi [20]. Tloušťka stěny hlavního kanálu a trubek činila 3 mm, resp. 2 mm.

Distribuční systém typu „U“ tvořila dvojice identických hlavních komor (distributor a kolektor), která byla navzájem propojena svazkem paralelních trubek. U tohoto uspořádání vstupuje tekutina do distribučního systému kolmo na směr odtokových trubek, do kterých je v tělese distributoru rozdělena. Po průchodu trubkami je tekutina následně opět sloučena v kolektoru a opouští distribuční systém v opačném směru, než v jakém do něj předtím vstoupila. Bližší informace o samotném procesu výroby předmětných experimentálních zařízení jsou uvedeny v podkapitole 3.4.



**Obrázek 3.1.** Výkresová dokumentace jednořadého trubkového distributoru. Převzato z [20].

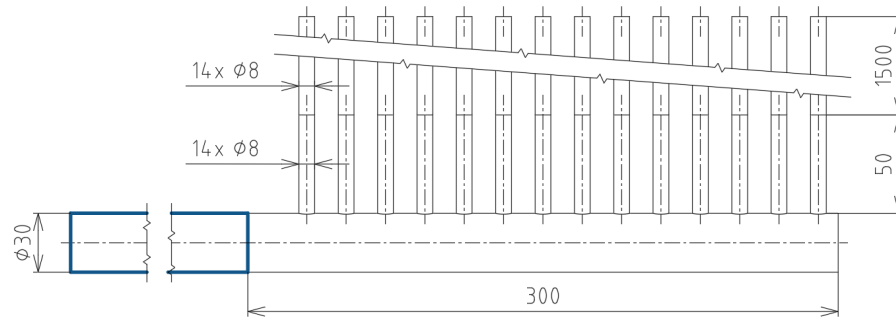
Vyšetřovány byly celkem čtyři konfigurace – dvě pro distributor a dvě pro U-uspořádání, jak je patrné z obrázků 3.2 až 3.5. Tyto konfigurace se navzájem lišily délkou trubkových svazků, resp. proměnnou hodnotou celkového odporu toku, který má zásadní vliv na rozdělení proudu pracovního média do jednotlivých větví. Obecně platí, že čím vyšší je odpor toku (tj. tlaková ztráta při proudění média trubkovým svazkem), k tím rovnoměrnější distribuci pracovního média dochází. Pro distributor a distribuční systém typu „U“ tak byla zvlášť uvažována vždy jedna konfigurace s vyšším (rovnoměrnější distribuce toku) a jedna konfigurace s nižším (méně rovnoměrná distribuce toku) odporem toku.

První konfigurace distributoru byla tvořena trubkami o celkové délce 1550 mm; z toho 50 mm byla délka nátrubků a 1500 mm délka přípojné hadice, jak je zřejmé z obrázku 3.2. Konfigurace s plováчковými průtokoměry (na obrázku 3.3 označené jako „FL“) o celkové délce 2100 mm se naopak skládala z nátrubků (50 mm), silikonové hadice o průměru 8 mm a délce 350 mm, a dvojice polyuretanových trubek – jedna o průměru 6 mm a délce 60 mm, druhá o průměru 8 mm a délce 1500 mm. Mezi nimi byly nainstalovány plováčkové průtokoměry (140 mm), které sloužily ke kontinuálnímu měření průtoku jednotlivými větvemi. U konfigurace bez měřicích přístrojů se objemový průtok trubkami naopak stanovoval pomocí kumulovaného průtoku. O metodice prováděného experimentálního měření detailněji pojednává podkapitola 3.4.

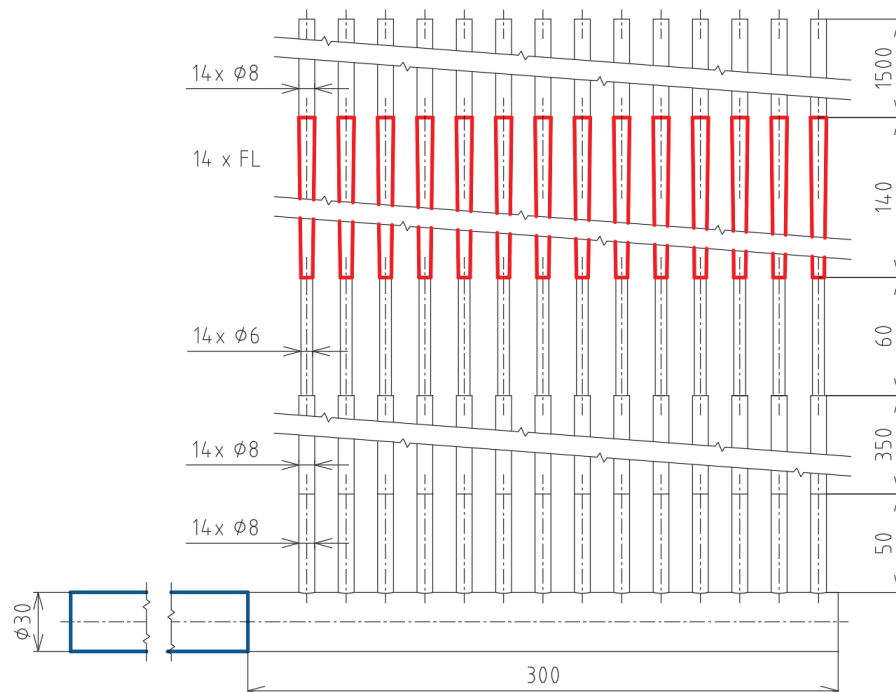
Distribuční systém typu „U“ v konfiguraci s plováчковými průtokoměry – podobně jako distributor – sestával z nátrubků o délce  $2 \times 50$  mm, silikonové hadice o délce 350 mm, polyuretanové trubice o průměru 6 mm a délce 60 mm a trubice o průměru 8 mm a délce 400 mm (obrázek 3.4). Délka nainstalovaných plováčkových průtokoměrů činila 140 mm. Konfigurace s nižším odporem toku byla potom tvořena nátrubky ( $2 \times 50$  mm) a spojovací hadicí o délce 1500 mm (obrázek 3.5).

Na vstupu do distribučního systému byla u všech numerických modelů dodatečně vytvořena také vstupní zóna v délce 90 mm. Tímto bylo zajištěno, že se vtoková zóna distribučního systému nacházela dále od míst se vznikem vířivých struktur, které by v numerickém řešení mohly způsobovat případné nepřesnosti nebo problémy s konvergencí výpočtu [15]. Výstup z jednotlivých trubek distributoru byl doplněn výtakovými objemy o délce 24 mm. Model distribučního systému s U-uspořádáním potom zahrnoval výstupní zónu o délce 90 mm, která navazovala na hlavní kanál kolektoru.

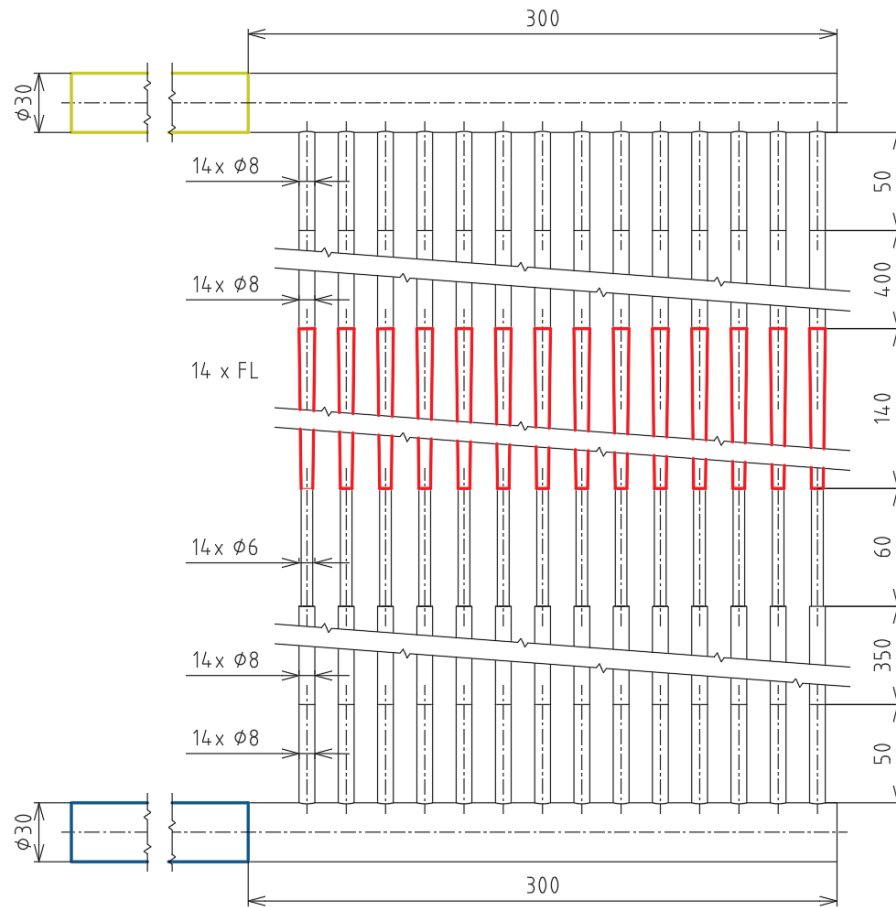
Jednotlivým konfiguracím bylo na základě uspořádání systému a celkové délky trubek přiřazeno vlastní písmenné a číselné označení. Pro distributor a distribuční systém typu „U“ s plováчковými průtokoměry vzniklo označení „D-2100-FL“, resp. „U-1050-FL“. Konfigurace bez plováчковých průtokoměrů nesla označení „D-1550“ v případě distributoru a „U-1600“ v případě systému s U-uspořádáním.



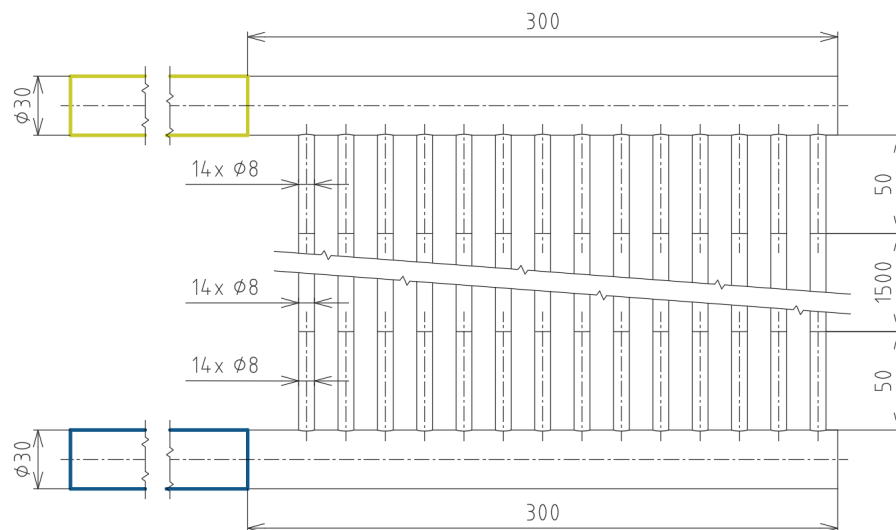
**Obrázek 3.2.** Geometrický model distributoru „D-1550“ v konfiguraci bez plováчковých průtokoměrů. Prívodní potrubí je na obrázku vyznačeno modře.



**Obrázek 3.3.** Geometrický model distributoru „D-2100-FL“ v konfiguraci s plováчковými průtokoměry. Umístění průtokoměrů během experimentálního měření je vyznačeno červeně. Prívodní potrubí je na obrázku vyznačeno modře.



**Obrázek 3.4.** Geometrický model pro U-uspořádání „U-1050-FL“ v konfiguraci s plováчковými průtokoměry. Umístění průtokoměrů během experimentálního měření je vyznačeno červeně. Vtoková zóna je na obrázku vyznačena modře, výtoková zóna žlutě.



**Obrázek 3.5.** Geometrický model pro U-uspořádání „U-1600“ v konfiguraci bez plováчковých průtokoměrů. Vtoková zóna je na obrázku vyznačena modře, výtoková zóna žlutě.

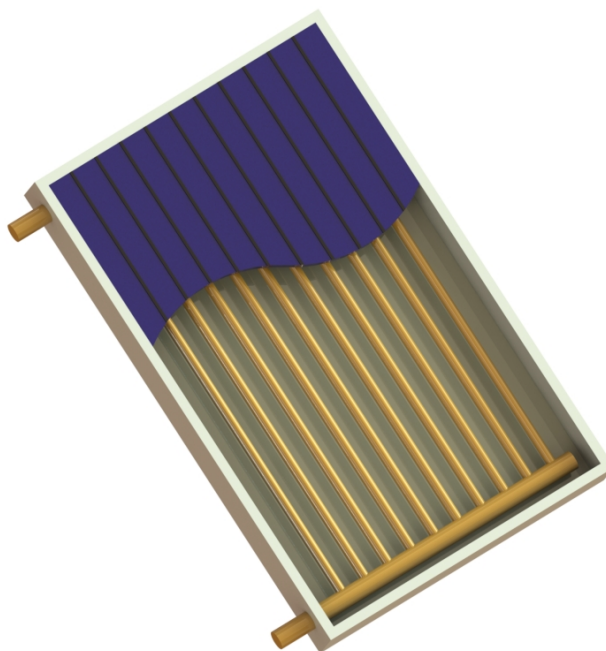
Geometrické parametry řešených distribučních systémů byly voleny také s ohledem na to, aby dostatečně věrně reprezentovaly reálná zařízení používaná v průmyslové praxi. Jednou z možných aplikací zmíněných distribučních systémů jsou například kotle pro využití odpadního tepla (*heat recovery steam generator*, HRSG), kterých se používá za účelem přenosu tepla ze spalin a jeho následného využití v dalším procesu. Nejčastější využití kotle na odpadní teplo je v paroplynovém cyklu, tj. k výrobě páry v kotli, odkud je vzniklá pára vedena dále na parní turbínu. Samotný proces výroby páry probíhá tak, že spaliny proudí skrze spalinový kanál kotle, kde jsou za sebou postupně seřazeny jednotlivé teplosměnné plochy – výparník, přehřívák a ekonomizér [44]. Distribučním systémům modelovaným v této práci nejlépe odpovídá tzv. ekonomizér, ve kterém dochází k ohřevu napájecí vody na teplotu varu (viz obrázek 3.6). Tento trubkový svazek se z důvodu nižších požadavků na intenzitu přenosu tepla ve většině případů umísťuje příslušně své teplotní úrovni do konvekční sekce za přehřívák (přehříváky) páry, příp. výparník [28]. Výparník je naopak často integrován do membránových stěn kotlů, které se umísťují v radiační sekci, příp. v první části konvekční sekce kotle. Trubky tvořící membránovou stěnu jsou rozmístěny po obvodu spalovací komory, kde přijímají teplo ze spalin a chladí stěny pece.



**Obrázek 3.6.** Příklad ekonomizéru v konfiguraci s U-uspořádáním.

Další aplikací řešených distribučních systémů mohou být z hlediska navržené geometrie například ploché solární kolektory, které v současnosti platí za nejpoužívanější druh slunečních kolektorů. Tato zařízení pracují na principu přenosu sluneční energie do absorbéru se svazkem trubek; voda proudící trubkami teplo přijímá a ohřívá se. Ohřátá voda (příp. nemrzoucí kapalina) je čerpadlem odváděna do výměníku tepla, kde svou tepelnou energii odevzdává do akumulátoru nebo sekundárního okruhu [24]. Po předání tepelné energie teče ochlazená voda zpět do absorbéru, kde znovu dochází k jejímu ohřevu. Tepelná účinnost solárních kolektorů přitom silně závisí na distribuci toku v zařízení; rovnoměrné rozdělení proudu do jednotlivých trubek vede na rovnoměrnou distribuci teploty pracovního média, a tedy i vyšší účinnost [23]. Nerovnoměrná distribuce toku

naopak zintenzivňuje energetické nároky zařízení. Příklad slunečního kolektoru pro instalaci nastojato je uveden na obrázku 3.7.



**Obrázek 3.7.** Sluneční kolektor pro instalaci nastojato. Předloha z [27].

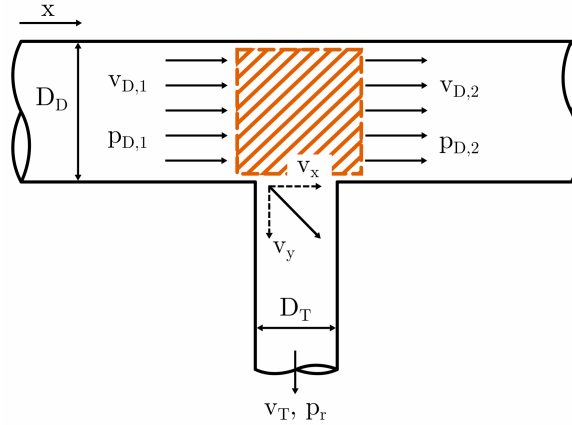
## 3.2 Analytický kvazi-1D model proudění

K predikci distribuce toku – zvláště potom při návrhu nového technologického celku – se běžně používá zjednodušených matematických modelů, které se dělí na modely diskrétní a spojité. Zatímco oba tyto modely historicky vycházejí z rovnic kontinuity a hybnosti, každý se od toho druhého navzájem odlišuje svým přístupem k popisu proudění v distribučním systému. Diskrétní model je založen na teoretickém rozdělení zkoumané geometrie do dílčích úseků (kontrolních objemů) a řešení bilančních výpočtů pro každou větev zvláště. Protože průtoky jednotlivými větvemi je zde třeba na začátku každého výpočtu odhadnout, jedná se zároveň také o iterační metodu. Výhodou diskrétního modelu je možnost implementace lokálně proměnných hodnot třecích a ztrátových součinitelů podél hlavní komory distributoru nebo kolektoru, což odpovídá i reálné situaci. Ve spojitém modelu se k popisu tlakových a tokových polí využívá parciálních diferenciálních rovnic, které pracují již s konstantními hodnotami zmíněných koeficientů. Hlavní výhodou spojitěho modelu spočívá v tom, že proudění v perforovaném kanálu popisuje jednou spojitou funkcí; řešení příslušných rovnic se zde přitom neprovádí iteračně jako v případě diskrétního modelu, ale numericky.

Modelováním proudění na základě druhého zmíněného přístupu, tj. pomocí analytického modelu, se zabývali mnozí autoři (viz podkapitola 2.2). Dále budou uvedeny dva analytické modely, které pracují s geometrií distributoru o konstantním kruhovém průřezu a s ekvidistantně rozmístěnými odtokovými kanály. Provozní tekutina je zde uvažována jako nestlačitelná a s neměnnou teplotou.

### 3.2.1 Model B-1971

První model vychází z práce Bajury [8]. Nestlačitelná izotermní tekutina proudí v hlavním kanálu distributoru s konstantním kruhovým průřezem  $A_{D,1}$ , viz obrázek 3.8. Po délce distributoru jsou provedeny kruhové otvory o průřezu  $A_T$ , kterými dochází k odtoku tekutiny z důvodu tlakového spádu mezi hlavním kanálem a vnějším okolím. Šrafovaná plocha na obrázku 3.8 představuje zvolený kontrolní objem, přes jehož hranice – plochy  $A_{D,1}$ ,  $A_{D,2}$  a  $A_T$  – uvažovaná tekutina proudí. Třecí ztráty jsou na tomto úseku zanedbány.



**Obrázek 3.8.** Schematické znázornění dělení toku v distributoru. Předloha z [8].

Výtok pracovní tekutiny boční větví a postupné zpomalování rychlosti proudu v hlavní komoře způsobí, že statický tlak  $p_{D,2}$  na výstupu z kontrolního objemu převyší vstupní statický tlak,  $p_{D,1}$ . Tekutina je do boční větve transportována pomocí normálové složky rychlosti  $v_y$ , zachovává si ale i určitou axiální hybnost, jak je naznačeno složkou rychlosti  $v_x$ . Z důvodu stáčení proudu do otvoru ve stěně je přitom oprávněné předpokládat, že rychlost  $v_x$  bude menší než vstupní rychlost  $v_{D,1}$ . Tato skutečnost je v momentové rovnováze zohledněna koeficientem nárůstu statického tlaku,  $\gamma_D$ , který vyjadřuje přeměnu kinetické energie zpomalující se tekutiny na energii tlakovou

$$\frac{p_{D,2} - p_{D,1}}{\rho} = v_{D,1}^2 - v_{D,2}^2 - \gamma_D v_{D,1} v_T \frac{A_T}{A_{D,1}}, \quad (3.1)$$

kde  $v_{D,1}$ ,  $v_{D,2}$  a  $v_T$  jsou postupně rychlost na vstupu do kontrolního objemu, rychlost na výstupu z kontrolního objemu a střední rychlost v trubce. Střední hustota provozního média je ve vztahu označena jako  $\rho$ . Je-li hodnota koeficientu nárůstu statického tlaku  $\gamma_D = 1$ , znamená to, že  $v_x = v_{D,1}$ , a tedy že tekutina opouští hlavní komoru při zachování původní axiální hybnosti. Naopak nulová hodnota koeficientu  $\gamma_D = 0$  znamená, že tekutina vstupuje do otvoru ve stěně pod pravým úhlem (tj.  $v_x = 0$ ). Taková situace zároveň odpovídá i maximálnímu možnému navýšení statického tlaku v oblasti výtokového otvoru.

Hodnotu koeficientu nárůstu statického tlaku je možné ovlivnit například roztečí mezi jednotlivými výtokovými trubkami – čím menší budou rozestupy, tím vyšší bude hodnota koeficientu [8]. Závislost hodnoty parametru  $\gamma_D$  na poměru průtoku v trubce a v hlavním kanálu se oproti tomu jeví jako nevýznamná; vliv zde přitom nemá ani zaoblení přechodu do trubek, které je dáno vlast-

ním výrobním procesem [8]. Odtok do jednotlivých trubek se řídí upravenou Bernoulliho rovnicí ve tvaru

$$\frac{\bar{p} - p_T}{\rho} = H \frac{v_T^2}{2} = \left( 1 + C_{TD} + f_T \frac{L_T}{D_T} \right) \frac{v_T^2}{2}, \quad (3.2)$$

kde  $\bar{p}$  je střední hodnota statického tlaku v daném kontrolním objemu,  $p_T$  je tlak okolí,  $H$  je odpor toku,  $C_{TD}$  je ztrátový součinitel zohledňující otáčení proudu do trubky,  $f_T$  je Darcyho součinitel tření v trubkách,  $L_T$  je délka trubky a  $D_T$  je vnitřní průměr trubky. Velikost ztrátového součinitele  $C_{TD}$  je podle Idelchika [26] v menší míře závislá na poměru průtoku v distributoru a v trubkách, přičemž jeho hodnota roste zejména při snižování rozteče mezi jednotlivými výtakovými otvory. Hodnotu uvedeného parametru naopak významně pomáhá snižovat zaoblení přechodu mezi trubkami a hlavní komorou, které tekutině umožňuje plynulejší vtok do trubek v porovnání s přechodem s ostrými hranami [26].

Základní bezrozměrná rovnice distribuce toku, která vznikla úpravou výše uvedených řídicích vztahů, je pak vyjádřena ve tvaru

$$\frac{d}{dx} Q_N(x) \frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) + \Phi_1 Q_N(x)^2 + M_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) = 0, \quad (3.3)$$

kde  $Q_N$  představuje normalizovaný průtok pracovního média v hlavním kanálu distributoru (poměr objemového průtoku v hlavním kanálu ve vzdálenosti  $x$  – od vstupu do distributoru – a vstupního objemového průtoku), přičemž jeho první derivace vede na normalizovaný výtok skrz otvory ve stěně (poměr objemového průtoku v trubce a průměrné hodnoty průtoku v trubce). Uvedená diferenciální rovnice je vyjádřena v závislosti na bezrozměrné délkové souřadnici hlavního kanálu,  $x$ , jež nabývá hodnot od 0 do 1 a stanoví se jako poměr aktuální vzdálenosti od vstupu do distributoru a celkové délky hlavní komory. Výhoda této formulace spočívá v tom, že umožňuje univerzální popis libovolně velkého systému za různých provozních podmínek. Parametry  $\Phi_1$  a  $M_1$  označují souhrnný koeficient tření, resp. souhrnný koeficient hybnosti. Formulace těchto koeficientů je uvedena níže v tabulce 3.1.

**Tabulka 3.1.** Vyjádření koeficientů rovnice distribuce toku (3.3) pro distributor v modelu B-1971 [8].

Koeficient	Distributor
$\Phi_1$	$f_D \frac{L_D}{D_D} \frac{1}{2A_T H}$
$M_1$	$\frac{2 - \gamma_D}{H}$

Geometrický parametr  $A_T$  vystupující ve vztahu pro výpočet souhrnného koeficientu tření,  $\Phi_1$ , zde označuje poměr celkové plochy trubek ku vstupní ploše hlavního kanálu distributoru. Člen  $f_D$  zastupuje Darcyho součinitel tření v hlavním kanálu distributoru. Okrajové podmínky rovnice (3.3) lze potom psát jako

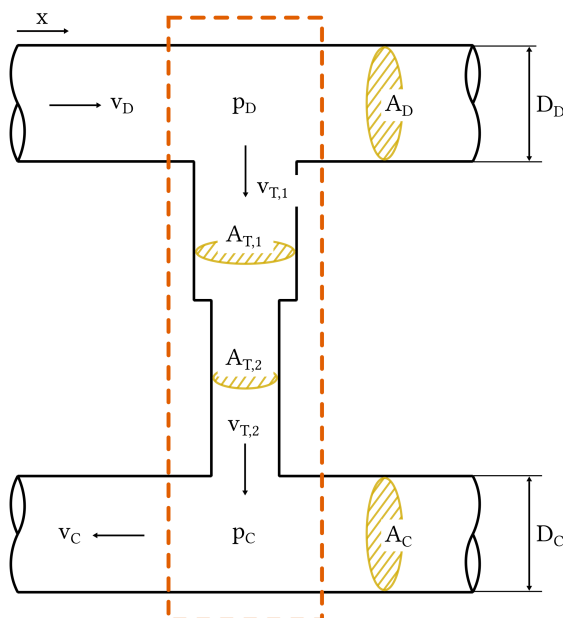
$$Q_N(0) = 1 \quad \text{a} \quad Q_N(1) = 0, \quad (3.4)$$

kde podmínka  $Q_N(0) = 1$  znamená, že maximální hodnota objemového průtoku v hlavním kanálu je dosažena na začátku, tj. na vstupu do distributoru. Podmínka  $Q_N(1) = 0$  naopak říká, že na konci hlavního kanálu neproudí žádná tekutina, jelikož všechna tato tekutina byla předtím již odvedena do trubek.

### 3.2.2 Model BJ-1976

Predikcí distribuce toku v zařízeních s U-uspořádáním se zabývali Bajura a Jones [9]. Autoři navázali na předchozí výzkum a rozšířili dříve navržený jednorozměrný model proudění, který kromě distribuce toku v distributoru a kolektoru nyní popisoval i dělení proudu v konfiguracích typu „U“ a „Z“. Jednorovnicový izotermní model vycházel z podobných předpokladů jako výše uvedený model podle Bajury [8], odlišoval se však ve formulaci řídicích koeficientů výsledné diferenciální rovnice.

Při modelování proudění v zařízeních s ucelenými distribučními systémy je na rozdíl od případu prostého dělení pracovní tekutiny v distributoru třeba uvažovat i slučování jednotlivých proudů z trubek, ke kterému dochází v hlavním kanálu kolektoru. Tekutina pohybující se v hlavním kanálu distributoru o průtočném průřezu  $A_D$  má rychlost  $v_D$  a statický tlak  $p_D$  (viz obrázek 3.9). Část tekutiny odtéká do boční větve, kde nabírá rychlost  $v_{T,1}$  na úseku s plochou  $A_{T,1}$ , resp. rychlost  $v_{T,2}$  na zúženém úseku o ploše  $A_{T,2}$ . Na výstupu z trubky se tekutina opět slučuje s ostatními proudy v části kolektoru o průtočném průřezu  $A_C$  a opouští tuto oblast s rychlostí  $v_C$  a statickým tlakem  $p_C$ .



**Obrázek 3.9.** Schematické znázornění dělení toku v konfiguraci s U-uspořádáním. Hranice kontrolního objemu jsou na obrázku vyznačeny červeně. Předloha z [9].

Vzájemný vztah mezi rozdílem statických tlaků v obou hlavních kanálech (distributoru a kolektoru) a průtokem jednotlivými trubkami je popsán rovnicí (3.5), která byla odvozena pro kon-

trolní objem vyznačený na obrázku 3.9. Tlaková ztráta tekutiny, která je při vstupu do kolektoru nucena náhle změnit svůj směr proudění, je zde dána součinitelem  $C_{TC}$ . Parametr  $K$  v uvedené rovnici zastupuje souhrnný koeficient místních tlakových ztrát v trubkovém svazku (např. z důvodu změny průměru trubek). Zahrnutí poměru  $A_{T,1}/A_{T,2}$  potom umožňuje zohlednit i případnou změnu příčného průřezu trubek, pokud k ní na řešené geometrii dochází.

$$\frac{p_D}{\rho} - \frac{p_C}{\rho} = H \frac{v_{T,1}^2}{2} = \left[ \left( \frac{A_{T,1}}{A_{T,2}} \right)^2 + C_{TD} + K + f_T \frac{L_T}{D_T} + C_{TC} \left( \frac{A_{T,1}}{A_{T,2}} \right)^2 \right] \frac{v_{T,1}^2}{2} \quad (3.5)$$

Obecná rovnice popisující kontinuální průběh normalizovaného průtoku v distributoru, kolektoru a distribučních systémech typu „U“ a „Z“ je v modelu BJ-1976 vyjádřena ve tvaru

$$\frac{d}{dx} Q_N(x) \frac{d^2}{dx^2} Q_N(x) + \Phi_1 Q_N(x)^2 + 2\Phi_2 Q_N(x) + M_1 Q_N(x) \frac{d}{dx} Q_N(x) + M_2 \frac{d}{dx} Q_N(x) - \Phi_2 = 0 \quad (3.6)$$

s okrajovými podmínkami

$$Q_N(0) = 1 \quad \text{a} \quad Q_N(1) = 0. \quad (3.7)$$

Formulace koeficientů tření,  $\Phi_1$  a  $\Phi_2$ , a hybnosti,  $M_1$  a  $M_2$ , se v pracích Bajury [8], resp. Bajury a Jonese [9] liší, což zásadním způsobem ovlivňuje predikci distribuce toku pracovní látky. K vyjádření zmíněných koeficientů se používají různé empirické a geometrické parametry, jmenovitě poměr plochy trubek a vstupní plochy distributoru,  $A_r$ , průměr distributoru,  $D_D$ , průměr kolektoru,  $D_C$ , součinitel tření v distributoru,  $f_D$ , součinitel tření v kolektoru,  $f_C$ , součinitel odporu toku,  $H$ , a délka distributoru,  $L_D$ , resp. délka kolektoru,  $L_C$ . Empirické koeficienty  $\theta_D$  a  $\theta_C$  korigují změnu hybnosti v distributoru, resp. kolektoru. Vztahy pro výpočet řídicích koeficientů bezrozměrné diferenciální rovnice modelu BJ-1976 jsou pro případ distribuce toku v distributoru a v zařízeních s U-uspořádáním uvedeny níže v tabulce 3.2. Rozdíl mezi oběma izotermními modely je patrný při definici koeficientů rovnice distribuce toku v prostém distributoru, tj. u součinitelů  $\Phi_1$  a  $M_1$ .

Stěžejním parametrem je poměr průtočných ploch,  $A_r$ , který vystupuje jak ve výpočtových vztazích pro model B-1971, tak v těch pro model BJ-1976. Fialová a Jegla [20] na příkladu prostého distributoru demonstrovali, že právě tento parametr má ze všech empirických koeficientů největší vliv na distribuci toku v uvažovaném zařízení. Nižší hodnota poměru plochy trubek a vstupní plochy distributoru,  $A_r$ , má za následek rovnoměrnější rozdělení proudu do jednotlivých větví. Toto „zrovnoměrnění“ distribuce toku je přitom pro stejné hodnoty intenzivnější v případě modelu BJ-1976. K podobným závěrům se dostali také Jones a Lior [30], resp. autoři García-Guendulain a kol. [22], kteří se zabývali nerovnoměrným dělením proudu pracovních látek v solárních kolektorech.

**Tabulka 3.2.** Vyjádření koeficientů rovnice distribuce toku (3.6) pro distributor, resp. distribuční systém typu „U“ v modelu BJ-1976 [9].

Koeficient	Distributor	U-uspořádání
$\Phi_1$	$\frac{A_r^2 f_D L_D}{H 2D_D}$	$\frac{A_r^2}{H} \left[ \frac{f_D L_D}{2D_D} + \frac{f_C L_C}{2D_C} \left( \frac{D_D}{D_C} \right)^4 \right]$
$\Phi_2$	0	0
$M_1$	$\frac{A_r^2}{H} \theta_D$	$\frac{A_r^2}{H} \left[ \theta_D - \theta_C \left( \frac{D_D}{D_C} \right)^4 \right]$
$M_2$	0	0

V rámci uvedeného analytického modelu byla Bajurou a Jonesem [9] sestavena také diferenciální rovnice normalizovaného tlakového rozdílu podél hlavního kanálu,  $\Delta p$ , který s distribucí toku v zařízení úzce souvisí. Vyjádří se jako

$$\frac{d}{dx} \Delta p_N(x) = -A_1 v_{N,D}(x)^2 + A_2 [1 - v_{N,D}(x)]^2 - B_1 v_{N,D}(x) \frac{d}{dx} v_{N,D}(x) - B_2 [1 - v_{N,D}(x)] \frac{d}{dx} v_{N,D}(x), \quad (3.8)$$

kde  $v_{N,D}$  je normalizovaná rychlost proudění v hlavním kanálu distributoru a  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $B_1$ , resp.  $B_2$  jsou pomocné empirické koeficienty, jež jsou formulovány pomocí vztahů uvedených v tabulce 3.3. Vzhledem k tomu, že rychlostní pole většinou není dopředu známo, vychází výpočet tlakového spádu z předchozího řešení rovnice distribuce toku (3.6).

**Tabulka 3.3.** Vyjádření koeficientů rovnice normalizovaného tlakového rozdílu (3.8) pro distributor, resp. distribuční systém typu „U“ v modelu BJ-1976 [9].

Koeficient	Distributor	U-uspořádání
$A_1$	$\frac{f_D L_D}{2D_D}$	$\frac{f_D L_D}{2D_D} + \frac{f_C L_C}{2D_C} \left( \frac{D_D}{D_C} \right)^4$
$A_2$	0	0
$B_1$	$\theta_D$	$\theta_D - \theta_C \left( \frac{D_D}{D_C} \right)^4$
$B_2$	0	0

### 3.2.3 Vliv empirických koeficientů na distribuci toku

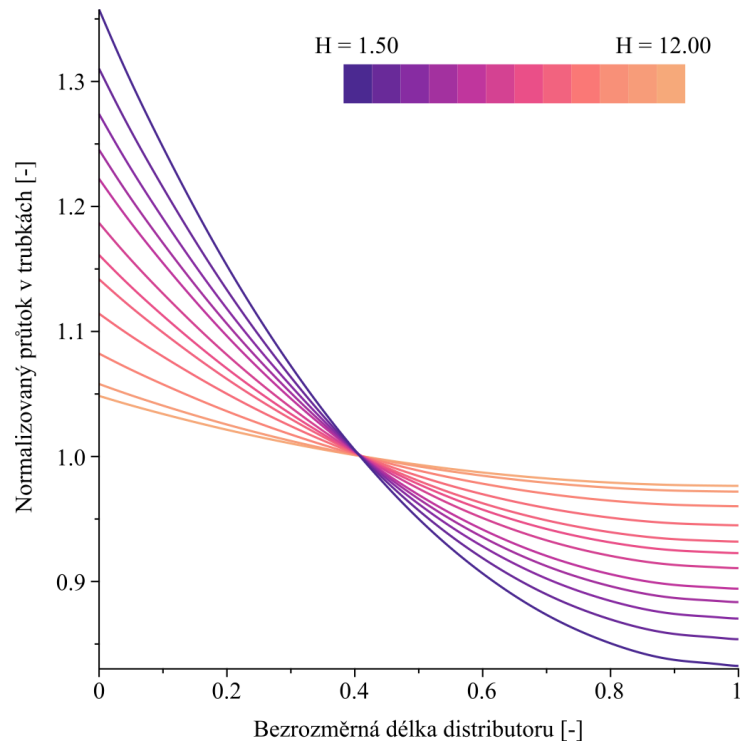
Protože definice řídicích koeficientů je v každém z uvedených modelů odlišná, znamená to, že se do určité míry mění také vliv dílčích geometrických a/nebo empirických parametrů na predikci distribuce toku. Pro posouzení vlivu vybraných empirických koeficientů proto byla v programu Maple [34] provedena citlivostní analýza, která zahrnovala celkem tři vyšetřované parametry: odpor toku,  $H$ , součinitel změny hybnosti tekutiny v hlavním kanálu distributoru,  $\theta_D$ , a součinitel změny hybnosti tekutiny v kolektoru,  $\theta_C$ . Tato analýza byla provedena zvlášť pro geometrii s prostým distributorem (konfigurace „D-2100-FL“) a U-uspořádání (konfigurace „U-1050-FL“). Stěžejní geometrické parametry a uvažované hodnoty empirických koeficientů jsou zapsány v tabulce 3.4. Hodnocení probíhalo tím způsobem, že se v jednu chvíli měnila hodnota pouze jednoho zvoleného parametru, zatímco ostatní parametry byly udržovány na dané konstantní hodnotě (odpovídající sloupci výchozího nastavení v tabulce 3.4). Rozsah proměnných hodnot byl přitom volen tak, aby se pohyboval v oblasti doporučených hodnot jednotlivých empirických koeficientů [8, 9].

**Tabulka 3.4.** Citlivostní analýza pro konfigurace „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“ – výchozí nastavení a rozsah hodnot vyšetřovaných empirických koeficientů.

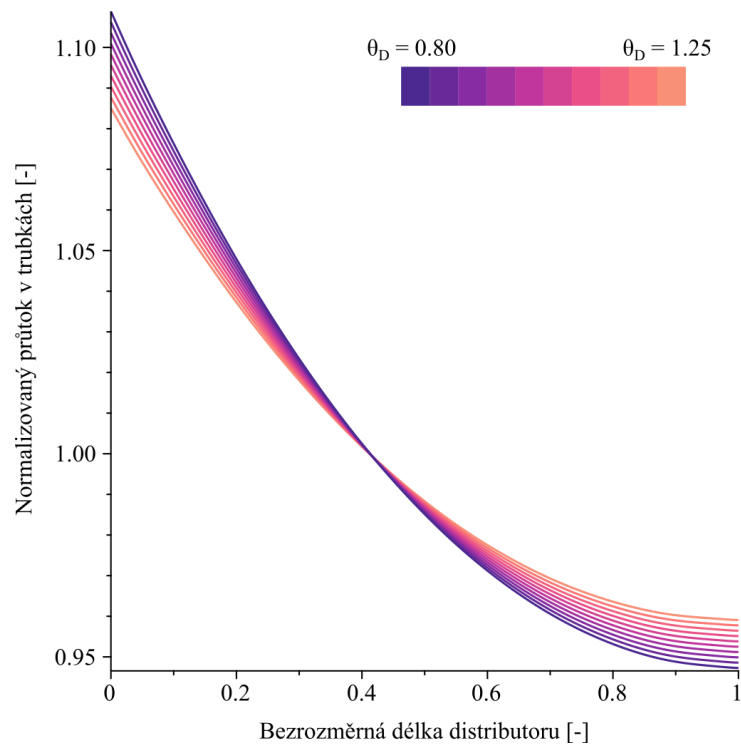
Parametry	Výchozí hodnoty	Testované hodnoty
Průměr hl. kanálu, $D$ [m]	0,03	–
Délka hl. kanálu, $L$ [m]	0,30	–
Souč. tření v hl. kanálu, $f$ [–]	0,03	–
Poměr průtočných ploch, $A_r$ [–]	1,00	–
Souč. odporu toku, $H$ [m]	6,00	1,50; 1,75; 2,00; 2,25; 2,50; 3,00; 3,50; 4,00; 5,00; 7,00; 10,00; 12,00
Souč. změny hybnosti pro distributor, $\theta_D$ [–]	1,05	0,80; 0,85; 0,90; 0,95; 1,00; 1,05; 1,10; 1,15; 1,20; 1,25
Souč. změny hybnosti pro kolektor, $\theta_C$ [–]	2,60	2,35; 2,40; 2,45; 2,50; 2,55; 2,60; 2,65; 2,70; 2,75; 2,80

Výsledky analýzy pro model BJ-1976 jsou prezentovány na obrázcích 3.10 až 3.12. Vyplývá z nich, že největší vliv na distribuci toku v konfiguraci „U-1050-FL“ má z vyšetřovaných parametrů součinitel odporu toku,  $H$ , jehož účinek na distribuci toku je graficky znázorněn na obrázku 3.10. Navyšuje-li se hodnota tohoto koeficientu, průtok jednotlivými trubkami se postupně stává rovnoměrnější. Tento vliv ovšem není tak výrazný jako v případě koeficientu  $A_r$  [20]. Velikost součinitele  $H$  je možné do určité míry ovlivnit typem výměníku, jeho geometrií, výrobní technologií a tolerancemi, příp. montáží. Vliv operačních podmínek je u správně navrženého a provozovaného zařízení jen malý. U součinitelů  $\theta_D$  a  $\theta_C$  lze pozorovat pouze nepatrný vliv na distribuci toku v zařízení, jak je zřejmé z obrázků 3.11 a 3.12. Zvětšování hodnoty těchto součinitelů vede zároveň na zvýšenou nerovnoměrnost dělení pracovní látky do trubek.

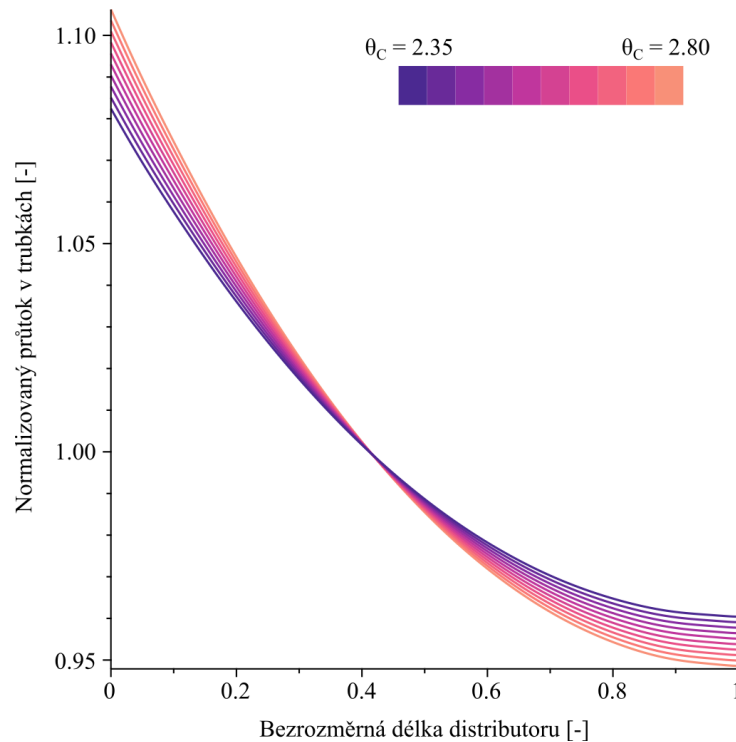
Tytéž závěry se potom dají aplikovat i v případě proudění v prostém distributoru. Grafické závislosti obdržené pro konfiguraci „D-2100-FL“ jsou uvedeny v příloze A.



**Obrázek 3.10.** Parametrická analýza pro konfiguraci „U-1050-FL“: závislost distribuce toku v trubkách na parametru  $H$ .



**Obrázek 3.11.** Parametrická analýza pro konfiguraci „U-1050-FL“: závislost distribuce toku v trubkách na parametru  $\theta_D$ .



**Obrázek 3.12.** Parametrická analýza pro konfiguraci „U-1050-FL“: závislost distribuce toku v trubkách na parametru  $\theta_C$ .

### 3.2.4 Nastavení analytického modelu

Zjednodušené kvazi-1D modely B-1971 a BJ-1976 byly s ohledem na řešené geometrie a zadané provozní podmínky přepsány do programu Maple [34]. Hlavní výhodou tohoto softwaru spočívá v tom, že díky svým vestavěným funkcím umožňuje snadné a rychlé řešení systémů diferenciálních rovnic, které ve zmíněných modelech figurují. Kromě uvedeného umožňuje provádět také analytická nebo numerická řešení matematických úloh, vizualizaci obdržených výsledků, příp. dokumentaci a publikaci s tím spojenou [36].

Jako pracovní médium byla v řešených úlohách uvažována voda o střední teplotě 20 °C, které odpovídá hustota 998,2 kg·m<sup>-3</sup> a dynamická viskozita 1,003 mPa·s. Rychlost pracovního média na vstupu do distributoru činila přibližně 1 m·s<sup>-1</sup> a měnila se pro jednotlivé konfigurace v závislosti na provozních podmínkách experimentálního měření. Této hodnotě odpovídala i výpočtová střední rychlost v hlavní komoře (distributoru, příp. kolektoru), která byla po celé délce hlavního kanálu pro zjednodušení uvažována jako konstantní. Kvůli výpočtu některých ztrátových součinitelů bylo třeba znát také rychlost proudění v jednotlivých trubkách. Ta se vypočítala z teoretického ideálně rovnoměrného objemového průtoku těmito trubkami. Docházelo-li navíc po délce trubkového svazku k náhlým změnám vnitřního průměru trubek (např. konfigurace „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“), byla rychlost v trubkách na základě rovnice kontinuity přepočítána na aktuální průtočný průřez. Reynoldsovo číslo na vstupu do distributoru se tak pohybovalo kolem hodnoty 30 000, v trubkách o průměru 8 mm na hodnotě 8 000 a v zúženém úseku trubek o průměru 6 mm na přibližné hodnotě 10 500.

K odhadu součinitele tření byl použit Churchillův aproximační vztah [14], který s dostatečnou přesností platí v přechodném i turbulentním režimu proudění. Parametr  $D_h$  v rovnici (3.9) označuje

hydraulický průměr průtočného kanálu; absolutní drsnost povrchu trubek je zde potom vyjádřena jako  $\epsilon_a$ .

$$A = \left[ -2,457 \ln \left( \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + \frac{0,27\epsilon_a}{D_h} \right) \right]^{16} \quad (3.9)$$

$$B = \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (3.10)$$

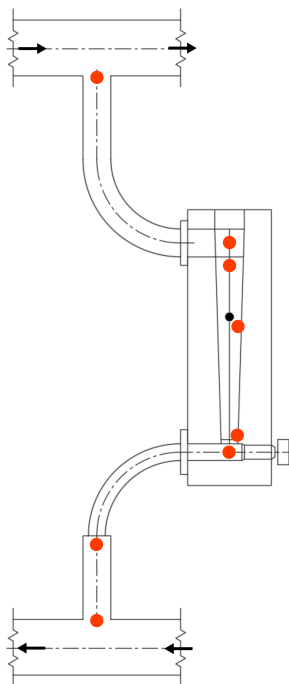
$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{1/12} \quad (3.11)$$

Drsnost povrchu na jednotlivých úsecích distribučního systému vycházela ze série měření, jež byla provedena na vyrobeném experimentálním modelu (více v podkapitole 3.4). Všechny úlohy byly s výjimkou konfigurace „D-1550“ počítány s drsností povrchu 53,83  $\mu\text{m}$  v hlavním kanálu (distributoru a kolektoru) a 33,98  $\mu\text{m}$  v nátrubcích o délce 50 mm. Pro všechny připojovací hadice byla uvažována drsnost povrchu 1,50  $\mu\text{m}$ . Pro konfiguraci „D-1550“, k níž byla experimentální data převzata z předchozích měření Fialové a Jegly [20], byla nastavena drsnost povrchu 239,00  $\mu\text{m}$  v distributoru a 82,00  $\mu\text{m}$  v nátrubcích.

Hodnota ztrátového součinitele  $C_{TD}$ , který souvisí s tlakovou ztrátou z důvodu otáčení proudu z hlavního kanálu do trubkového svazku, byla na základě korelací uvedených Idelchikem [26] určena jako 0,62. Hodnota ztrátového součinitele  $C_{TC}$ , který reprezentuje tlakovou ztrátu z důvodu následného otáčení proudu z trubkového svazku do hlavního kanálu kolektoru, potom činila 0,28.

Pro konfigurace „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“ s plováчковými průtokoměry (dále označeny jako FL) bylo třeba stanovit také ztrátové koeficienty plynoucí z náhlého zúžení a opětovného rozšíření průměru trubek. Koeficient tlakové ztráty z důvodu zúžení průměru průtočného průřezu z 8 mm na 6 mm,  $C_C$ , byl odhadnut na hodnotu 0,27. Přechod mezi trubkami byl uvažován jako ostrý, tzn. bez zkosení či případného zaoblení přechodu. Pro ztrátový součinitel  $C_E$ , související s opětovným rozšířením průměru z 6 mm na 8 mm, byla s využitím dostupných materiálů [26] zvolena hodnota 0,82. Součinitele  $C_{r1}$  a  $C_{r4}$ , které zastupují tlakovou ztrátu tekutiny způsobenou náhlou změnou směru proudění na vstupu a výstupu z kuželové trubice plováčkového průtokoměru, byly v obou případech stanoveny jako 1,66. Hodnota koeficientu tlakové ztráty z důvodu obtékání tělesa plováku o průměru 6,35 mm,  $C_{r3}$ , činila 0,36. K výpočtu tohoto parametru bylo třeba znát přibližnou hodnotu průměru trubice v místě vznosu plováku; ta byla na základě dat z fyzikálního experimentu odhadnuta na 10 mm. Zdaleka nejvyšší místní tlaková ztráta byla potom způsobena protékáním tekutiny skrz plastovou destičku s šesti malými otvory, která se nacházela na vstupu do kuželové trubice plováčkového průtokoměru. Průměr plastové destičky byl změřen na 5,35 mm; průměr jednotlivých otvorů již změřit nešlo, ve výpočtu se proto počítalo s odhadovanou hodnotou průměru 1 mm. Koeficient  $C_{r2}$ , zastupující tlakovou ztrátu tekutiny při proudění skrz perforovanou destičku, tak byl vyčíslen na 36,57. Vzhledem k relativně vysoké hodnotě tohoto místního odporu vůči ostatním ztrátovým součinitelům a jeho většinovému podílu na hodnotě odporu toku,  $H$ , byly veškeré další místní odpory, jako například tlaková ztráta z důvodu ohýbání trubek při experimentálním měření, v řešení analytického modelu již zanedbány.

Oblasti s dílčími místními odpory jsou na příkladu jedné větve distribučního systému typu „U“ znázorněny na obrázku 3.13.



**Obrázek 3.13.** Ilustrační schéma trubek a plovákového průtokoměru v rámci distribučního systému typu „U“ s vyznačenými místními odpory (červeně). Tělísko plováku je znázorněno černou kuličkou.

K výpočtu součinitele odporu toku byl ve zjednodušených matematických modelech použit mírně poupravený vztah, odlišný od formulace uvedené v popisu modelů B-1971 a BJ-1976. K úpravě zde bylo přistoupeno z toho důvodu, že předmětné analytické modely neposkytovaly dostatečně přesné údaje o rozdělení pracovní látky v testovaném systému. Modifikovaný vztah součinitele odporu toku,  $H_{\text{mod}}$ , vycházel opět z hodnot napočítaných místních odporů, od předchozí formulace se ale lišil tím, že zanedbával tlakovou ztrátu třením. Touto úpravou bylo dosaženo přesnější predikce distribuce toku, která lépe odpovídala experimentálně naměřeným hodnotám. Použitý vztah měl následující obecný tvar

$$H_{\text{mod}} = 1 + \sum C_i, \quad (3.12)$$

kde parametr  $C_i$  představuje označení  $i$ -tého místního odporu. Výchozí hodnota koeficientu nárůstu statického tlaku,  $\gamma_D$ , a dále hodnota koeficientů změny hybnosti v distributoru a kolektoru,  $\theta_D$  a  $\theta_C$ , byla vybrána z rozsahu hodnot doporučených Bajurou [8], resp. Bajurou a Jonesem [9]. Pro součinitel  $\gamma_D$  byla zvolena výchozí hodnota 0,94; empirické koeficienty  $\theta_D$  a  $\theta_C$  nabývaly hodnot 1,05, resp. 2,60. U konfigurací, k nimž byla k dispozici také experimentální data, byla posléze testována úprava hodnot těchto koeficientů, jejímž cílem bylo přiblížení výsledků daného analytického modelu hodnotám z experimentálního měření. Protože ale nebyla nalezena dostatečně uspokojivá kombinace testovaných hodnot, nastavení analytických modelů používalo výše zmíněné doporučené hodnoty.

Počet trubek distribučního systému se v jednotlivých geometrických konfiguracích neměnil, poměr plochy trubek a vstupní plochy distributoru,  $A_r$ , byl proto pro každou konfiguraci roven

1,00. Seznam všech vypočítaných nebo jinak stanovených hodnot empirických koeficientů shrnuje tabulka 3.5.

**Tabulka 3.5.** Hodnoty empirických koeficientů použité při nastavení zjednodušených analytických modelů.

Koeficient	Konfigurace			
	D-1550	D-2100-FL	U-1600	U-1050-FL
Souč. tření v distributoru, $f_D$ [-]	0,03	0,03	0,03	0,03
Souč. tření v kolektoru, $f_C$ [-]	0,03	0,03	0,03	0,03
Poměr průtočných ploch, $A_r$ [-]	1,00	1,00	1,00	1,00
Souč. změny hybnosti pro distributor, $\theta_D$ [-]	1,05	1,05	1,05	1,05
Souč. změny hybnosti pro kolektor, $\theta_C$ [-]	–	–	2,60	2,60
Souč. nárůstu statického tlaku, $\gamma_D$ [-]	0,94	0,94	–	–
Souč. otáčení proudu z distributoru, $C_{TD}$ [-]	0,62	0,62	0,62	0,62
Souč. otáčení proudu do kolektoru, $C_{TC}$ [-]	–	–	0,28	0,28
Souč. zúžení průměru trubek, $C_C$ [-]	–	0,27	–	0,27
Souč. rozšíření průměru trubek, $C_E$ [-]	–	0,82	–	0,82
Souč. změny směru proudění ve FL, $C_{r1}$ [-]	–	1,66	–	1,66
Souč. průtoku perf. destičkou, $C_{r2}$ [-]	–	37,49	–	37,49
Souč. obtékání plováku, $C_{r3}$ [-]	–	0,36	–	0,36
Souč. změny směru proudění ve FL, $C_{r4}$ [-]	–	1,66	–	1,66
Souč. odporu toku, $H$ [-]	1,62	43,89	1,90	44,17

Pro geometrie s distributorem byly vytvořeny vždy dva modelové případy; jeden na základě modelu B-1971 a jeden pro model BJ-1976. Distribuční systémy s uspořádáním typu „U“ používaly výhradně model BJ-1976. Celkem tak bylo pro čtyři geometrické konfigurace připraveno šest zjednodušených matematických modelů, jejichž výsledky budou diskutovány v kapitole 4.

### 3.3 Analýza distribuce toku pomocí CFD

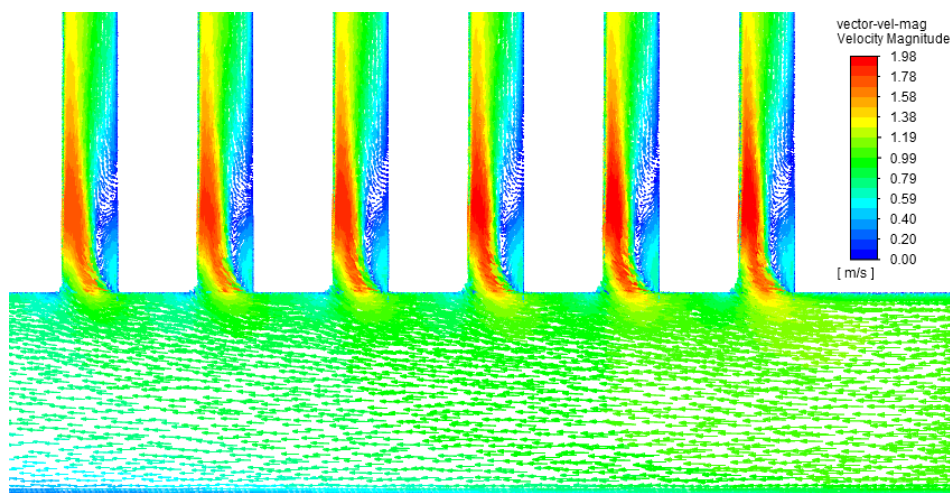
V rámci prováděných numerických výpočtů bylo nejprve přistoupeno k vytvoření geometrických modelů jednotlivých konfigurací. Za tímto účelem byl v této práci použit modelář ANSYS SpaceClaim [5] založený na přímém modelování vytvářených 3D těles. Z vygenerovaných geometrií byla poté vytvořena výpočetní síť a následně i výpočetní model, který v počáteční fázi řešení sloužil ke kontrole správnosti vybraných parametrů sítě. Výpočetní síť bylo nutno vytvořit „na míru“ konkrétnímu matematickému modelu, jelikož různé modely se liší v požadavcích na jemnost generované sítě, a to zejména v oblastech s výraznými gradienty modelovaných veličin [15]. Důraz byl kladen také na kvalitu výpočetní sítě, která má rozhodující vliv na stabilitu výpočtu a správnost obdržených výsledků.

### 3.3.1 Nastavení výpočetní sítě

Nestrukturovaná síť byla vytvořena z polyhedrálních buněk, které se vyznačují přijatelným kompromisem mezi kvalitou výpočetní sítě a výpočetním časem. Snadno se generují a v porovnání s tetrahedrálními buňkami poskytují jak vyšší kvalitu sítě (kvůli více ploškám), tak nižší celkový počet buněk, čímž do jisté míry snižují také výpočetní nároky na simulaci. K vygenerování výpočetní sítě byl použit síťovací nástroj ANSYS Fluent Meshing [6].

Geometrické modely jmenovaných distribučních systémů byly před vlastním procesem síťování dodatečně rozděleny na několik částí, čímž bylo umožněno na kritických místech plynule měnit jemnost buněk. Nejjemnější síť byla nastavena v oblasti nátrubků na přechodu mezi hlavním kanálem (distributoru, resp. kolektoru) a trubkami, kde bylo možné očekávat největší gradienty veličin. Větší zahuštění bylo provedeno také v první části trubek, kde docházelo ke vzniku oblastí s vysokými rychlostmi proudění na jedné stěně trubek, resp. ke vzniku oblastí s výrazně nižšími rychlostmi proudění na stěně druhé. Příklad zón s minimální rychlostí pracovního média, v nichž dochází k odtržení části proudu a jeho následnému sloučení s proudem hlavním, tzv. úplavu, je uveden na obrázku 3.14.

V oblasti na pomezí nátrubků a hlavních kanálů se také obvykle vyskytují nejméně kvalitní buňky kvůli ostrému přechodu mezi tělesy, zvláště u hrubých sítí. Lokální zahuštění sítě kvůli vysokým gradientům veličin tak navíc zlepšuje i kvalitu buněk v těchto místech. Úseky dále od ústí trubek byly naopak síťovány hrubší sítí, a to jak v trubkách, tak i v tělesech distributoru a kolektoru včetně vstupních a výstupních zón.



**Obrázek 3.14.** Vektory velikosti rychlosti v řezu modelu „D-1550“. Úplavová zóna v první části trubek je vyznačena vektory s tmavě modrou barvou.

Kvalita vytvořené výpočetní sítě byla primárně posuzována pomocí dvou hlavních metrik, *orthogonal quality* a *skewness*. První kritérium – *orthogonal quality* – je podle uživatelského manuálu ANSYS Fluent [4] dáno vzájemnou polohou normálových vektorů a vektorů s počátkem v centroidu buňky. Pro každou buňku jsou vypočítány kosiny úhlů mezi těmito vektory, přičemž nejmenší hodnota potom odpovídá zmíněné ortogonální kvalitě. Nejméně kvalitní buňky se vyznačují hodnotou ortogonální kvality blízkou 0, naopak nejlepší buňky se budou blížit hodnotě 1. Minimální hodnota ortogonální kvality by pro žádnou z buněk neměla klesnout pod 0,1. Průměrná

hodnota napříč výpočtovou doménou by zároveň měla být podstatně vyšší. Spodní hranice kritéria *orthogonal quality* se u vytvářených výpočetních sítí pohybovala kolem hodnoty 0,2.

*Skewness* neboli zkosení je druhou často používanou metrikou. Je definována jako odchylka tvaru skutečné buňky od ideálního prvku o stejném objemu. Přítomnost silně zkosených buněk je nežádoucí, jelikož přispívá ke snížení přesnosti a problémům se stabilitou numerického řešení. Maximální hodnota tohoto parametru by podle uživatelského manuálu ANSYS Fluent [4] u většiny tvarů buněk neměla přesáhnout 0,95. Průměrná hodnota v celé doméně by se potom měla pohybovat na výrazně nižších hladinách. V této práci byla u všech výpočetních sítí udržována horní hranice *skewness* nanejvýš 0,80.

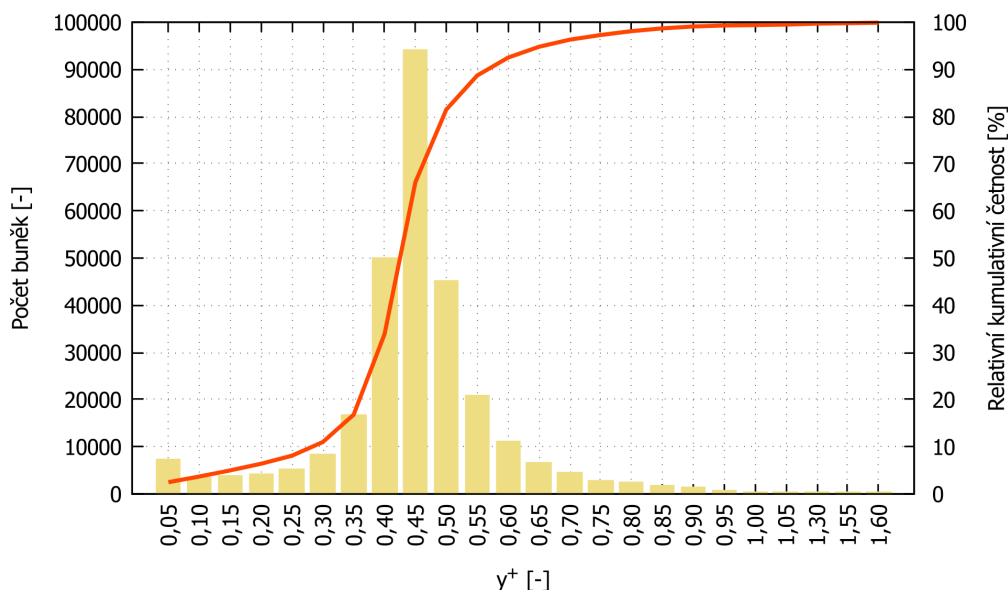
Pravděpodobně nejvýznamnějším ukazatelem kvality sítě, který přímo souvisí i s nastavením výpočetního modelu, je bezrozměrný parametr  $y^+$ . Používá se ke kontrole kvality buněk v oblasti mezní vrstvy, tj. v úlohách řešených v této práci pro prismatické stěnové buňky. Hodnota  $y^+$  se vyjádří podle vztahu (3.13), kde  $\rho$  značí hustotu pracovního média,  $v_{tr}$  je tzv. třecí rychlost proudícího média,  $y$  je vzdálenost středu buňky od stěny a  $\mu$  je dynamická viskozita tekutiny [3]. Žádané hodnoty parametru  $y^+$  je možné dosáhnout vhodnou úpravou tloušťky první vrstvy buněk.

$$y^+ = \frac{\rho \cdot v_{tr} \cdot y}{\mu} \quad (3.13)$$

Cílová hodnota  $y^+$  závisí na zvoleném modelu mezní vrstvy. Pro všechny modely byl použit turbulentní model  $k-\epsilon$  doplněný o stěnové funkce typu *enhanced wall treatment* (EWT). Podle teoretického manuálu ANSYS Fluent [3] se tento výpočetní model doporučuje pro modelování komplexních proudění, kde nastává separace proudů a jejich následné slučování, které je mimo jiné spojené i se vznikem úplavů za obtékanou geometrií. Podobný charakter má také proudění v modelovaných distribučních systémech.

Ke správnému popisu proudění v blízkosti stěn je standardně požadováno mít dostatečně jemné rozlišení sítě, protože v těchto místech dochází k největším změnám modelovaných veličin. Tento požadavek avšak v některých případech může způsobovat přílišnou výpočetní náročnost řešených úloh. Získání dostatečně přesného řešení při zachování relativně nízkého celkového počtu buněk je možné právě díky propojení výpočetního modelu  $k-\epsilon$  s EWT, které umožňuje používat jemnou síť v oblasti s nižšími rychlostmi provozního média (v tzv. laminární podvrstvě) a hrubší síť dál od stěn, kde již převládá turbulentní režim proudění. Při použití tohoto přístupu by se maximální hodnota  $y^+$  měla držet horní hranice 5, ideálně kolem hodnoty 1 [3]. Rozhodující je přitom i počet buněk v mezní vrstvě. V tomto případě byly vyšetřovány sítě s 6, 8, 10 a 12 prismatickými vrstvami.

Na obrázku 3.15 je uveden typický histogram četnosti a relativní kumulativní četnosti pozorovaných hodnot parametru  $y^+$  u modelu „D-1550“. Doporučenou hodnotu překračovalo nanejvýš 1–2 % celkového počtu stěnových buněk a globální maximum v žádném z modelovaných distribučních modelů nepřesáhlo hodnotu 3.



Obrázek 3.15. Histogram a relativní kumulativní četnost hodnot  $y^+$  modelu „D-1550“.

### 3.3.2 Nastavení výpočetního modelu

Stacionární řešení by nemuselo v dostatečné míře postihnout poměrně dynamický charakter toku média v distribučních systémech [45]. S ohledem na tuto skutečnost byla proto u jedné konfigurace („D-2100-FL“) provedena také nestacionární simulace, jejímž cílem bylo ověření správnosti výsledků stacionárního výpočtu. Úlohy byly řešeny jako izotermní, tj. při konstantní teplotě pracovního média. Toto zjednodušení pomohlo významným způsobem snížit výpočetní nároky prováděných CFD analýz, jelikož nebylo potřeba zahrnovat i rovnici energie. Její použití by dle Turka a kol. [45] na přesnost dosažených výsledků mělo jen zanedbatelný vliv, a naopak výpočetní čas by významně narostl. Jako pracovní látka byla uvažována voda (tzn. nestlačitelná tekutina) o teplotě 20 °C. Fyzikální vlastnosti pracovního média byly převzaty z materiálové databáze programu ANSYS Fluent.

Proudění v hlavním kanálu a v trubkách bylo vzhledem k provozním podmínkám uvažováno jako turbulentní, čemuž odpovídala i volba matematického modelu. K výpočtům byl využit dvourovnicový turbulentní model  $k-\epsilon$  v realizovatelné variantě s detailním modelováním mezní vrstvy (EWT), jak už bylo zmíněno výše. Pro řešení úlohy bylo použito následující základní nastavení:

- *pressure-based solver, absolute velocity formulation, second-order implicit transient formulation, double precision;*
- *SIMPLE pressure–velocity coupling;*
- *Green–Gauss node based gradient.*

Jak již bylo uvedeno dříve v podkapitole 3.1, délka vtokové části u všech modelů distribučních systémů činila 90 mm. U distributorů byla předpokládána délka výtokové části 24 mm; v případě konfigurací s U-uspořádáním byl potom uvažován výstupní objem o délce 90 mm. Všechny řešené úlohy používaly celkem čtyři typy okrajových podmínek.

Na vstupu do distribučního systému byl zadán hmotnostní průtok (*mass flow inlet*) o přibližné hodnotě  $0,7056 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ , odpovídající cílové vstupní rychlosti vody  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . V případech, kdy byly k dispozici hodnoty průtoků z experimentálních měření, byla podmínka hmotnostního průtoku upravena v souladu s naměřenými daty. Turbulentní charakter proudění byl v nastavení výpočetního modelu popsán intenzitou turbulence (5 %) a hydraulickým průměrem (0,03 m pro hlavní kanál; 0,008 m pro trubky). Na výstupu z distribučního systému byl potom definován statický tlak (*pressure outlet*) o velikosti 101 325 Pa. Z důvodu snížení výpočetních nároků numerických simulací byla část trubek nahrazena okrajovou podmínkou „porézní skok“ (*porous jump*, PJ). Tato definice umožňuje zadat skokovou změnu statického tlaku pracovního média v trubce, a tím tyto trubky v porovnání s reálným zařízením zkrátit. Jednorozměrný porézní skok byl v řešených CFD simulacích aplikován na ploškách tvořících příčné průřezy jednotlivých trubek, které byly umístěny v dostatečné vzdálenosti od styku trubek a hlavního kanálu. Každé uspořádání přitom používalo trochu jiné nastavení porézního skoku, což bylo dáno jednak délkou nahrazovaného úseku trubek a jednak průměrnými rychlostmi proudění v trubkách. Stěžejními parametry, které bylo třeba pro každou úlohu určit zvlášť, byla šířka porézní zóny,  $\Delta n$ , a dále faktor vnitřního odporu,  $C_2$ , který zastupuje tlakovou ztrátu. Koeficient propustnosti,  $\alpha$ , byl ve všech řešených případech ponechán na výchozí hodnotě. Po zkrácení činila délka trubek 224 mm pro distributor (včetně výstupních objemů) a 260 mm pro U-uspořádání.

U geometrických konfigurací bez plováčkových průtokoměrů („D-1550“ a „U-1600“) byl za účelem zkrácení trubek zpravidla zvolen takový úsek, na němž docházelo pouze již k zanedbatelným změnám rychlosti proudění. Počátek nahrazovaného úseku se u všech geometrií nacházel ve vzdálenosti 150 mm od hlavního kanálu distributoru (viz obrázek 3.16 na str. 38), kde byl zaručen již plně vyvinutý turbulentní profil rychlosti. První krok nastavení porézního skoku spočíval v přizpůsobení sítě a dílčích parametrů porézního skoku v jedné zkrácené trubce, u které bylo nutné zajistit stejnou tlakovou ztrátu jako v případě původní nezkrácené trubky. Na vstupu do trubky o původní délce byl definován teoretický ideálně rovnoměrný hmotnostní průtok, na který byla napočítána stacionární simulace. Získaná data, která zahrnovala zejména statickou tlakovou ztrátu na zvoleném nahrazovaném úseku, byla použita ke stanovení počátečního odhadu koeficientu  $C_2$ . Za tímto účelem byla použita rovnice (3.14), v níž figuruje naměřená tlaková ztráta,  $\Delta p$ , střední rychlost proudění v trubce,  $v_T$ , hustota pracovního média,  $\rho$ , a šířka porézní zóny,  $\Delta n$  [4]. Tytéž provozní podmínky byly společně s porézním skokem následně aplikovány také při simulaci na zkrácené trubce. Hodnota koeficientu  $C_2$  se iteračně měnila tak dlouho, dokud nebylo dosaženo tlakové ztráty odpovídající původní nezkrácené trubce.

$$C_2 = \frac{2\Delta p}{\Delta n \rho v_T^2} \quad (3.14)$$

U konfigurací s plováčkovými průtokoměry („D-2100-FL“ a „U-1050-FL“) byl zvolen odlišný postup výpočtu  $C_2$ , jelikož v numerických simulacích by bylo příliš náročné modelovat proudění měřicím přístrojem. Ke zjištění koeficientu  $C_2$  tak byla využita nerovnoměrnost distribuce toku v kompletním distribučním systému. Hodnota koeficientu zde byla variována tak dlouho, dokud nebylo dosaženo dostatečné shody mezi distribucí toku získanou pomocí CFD analýzy a distribucí toku na základě experimentálního měření. Iterační výpočet faktoru vnitřního odporu na konfiguracích „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“ ilustruje dvojice grafů uvedených v příloze B. Konkrétní nastavení dílčích numerických modelů je pro daná uspořádání shrnuto v tabulce 3.6.

**Tabulka 3.6.** Základní nastavení porézního skoku pro jednotlivá uspořádání.

Nastavované parametry PJ	Konfigurace			
	D-1550	D-2100-FL	U-1600	U-1050-FL
Šířka porézní zóny, $\Delta n$ [mm]	1 350	1 900	1 340	790
Koeficient propustnosti, $\alpha$ [m <sup>2</sup> ]	10 <sup>9</sup>	10 <sup>9</sup>	10 <sup>9</sup>	10 <sup>9</sup>
Faktor vnitřního odporu, $C_2$ [m <sup>-1</sup> ]	4,435	28,000	4,498	30,000

Po nastavení porézního skoku byl na zkrácené geometrii distribučního systému spuštěn stacionární výpočet, v němž byla prostorová diskretizace u všech počítaných veličin nejprve nastavena na první řád, tj. *linear* (pro tlak) a *first order upwind* (pro hustotu, hybnost, kinetickou energii turbulence a rychlost disipace kinetické energie turbulence). Po úspěšném zkonvergování tohoto řešení bylo přepnuto na druhý řád prostorové diskretizace (*second order*, resp. *second order upwind*), čímž byla zároveň navýšena také přesnost dosažených výsledků.

Na řešení stacionárního výpočtu v případě konfigurace „D-2100-FL“ (resp. „D-1550“ v rámci řešení testu nezávislosti sítě) navazovala nestacionární simulace vycházející z implicitního schématu druhého řádu (*second order implicit*). Velikost časového kroku transientní simulace byla volena s ohledem na doporučený rozsah hodnot Courantova čísla

$$C = \frac{v \cdot \Delta t}{\Delta x}, \quad (3.15)$$

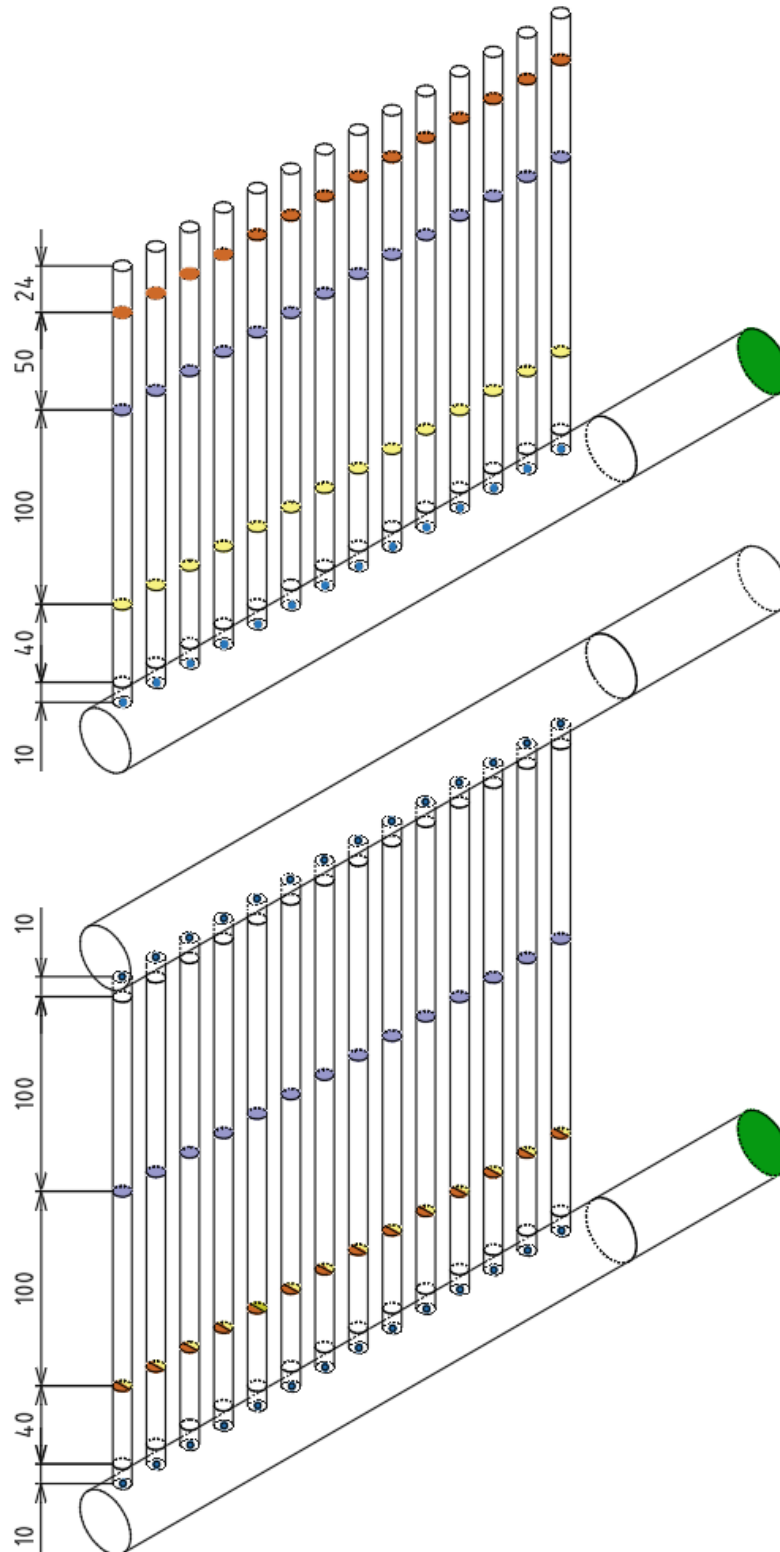
kde  $v$  značí střední rychlost proudění pracovního média ve výpočtové doméně,  $\Delta t$  je velikost časového kroku a  $\Delta x$  je rozměr nejmenší buňky (ve směru toku). Dle teoretického manuálu ANSYS Fluent [3] by počáteční velikost Courantova čísla neměla překročit hodnotu 1, čemuž by mělo odpovídat i příslušné nastavení velikosti časového kroku. Pro stabilní výpočet se doporučuje udržovat Courantovo číslo v rozsahu hodnot 20–40. Uvedená doporučení byla vzata v potaz i při nastavování nestacionárních simulací modelovaných distribučních systémů. Každá transientní simulace začínala s velikostí časového kroku odpovídající Courantově číslu 1. Tato hodnota byla v počáteční fázi výpočtu postupně navyšována, a to až do hodnoty, která přibližně odpovídala Courantově číslu 40. Dosažená velikost časového kroku se potom již dále po zbytek transientní simulace neměnila. Celkový počet časových kroků byl u všech časově závislých úloh nastaven tak, aby bylo získáno okolo 110 sekund dat pro pozdější statistické vyhodnocení.

Průběhy průtoků v jednotlivých trubkách měly u řešených konfigurací („D-2100-FL“, příp. „D-1550“) na počátku nestacionárního výpočtu vždy neustálený charakter, přičemž postupně docházelo k jejich ustalování. Ze získaných dat bylo dále nutné stanovit jejich průměrnou hodnotu. Ta byla napočítána pro časový úsek, ve kterém již docházelo pouze k zanedbatelným změnám objemových průtoků v trubkách.

### 3.3.3 Hodnocení konvergence

Základní posouzení konvergence výpočtu se provádí pomocí škálovaných reziduí. Výchozí hodnota ( $10^{-3}$ ) byla pro účely stacionárních výpočtů snížena, aby mohlo dojít k dostatečnému ustálení monitorovaných veličin (velikost rychlosti, hmotnostní průtok a statický tlak). Veškeré stacionární výpočty distribučních modelů probíhaly tak dlouho, dokud nebyla splněna podmínka konvergence škálovaných reziduí, která byla dána konečnou hodnotou  $10^{-4}$ . U modelů distribučních systémů typu „U“ se výrazně projevil dynamický charakter proudění, stacionární úlohy byly proto v tomto případě nastaveny na kritérium škálovaných reziduí  $10^{-3}$ .

Protože hodnocení konvergence řešení pouze pomocí velikosti reziduí bývá ve většině případů spíše nedostatečné [25], bylo za účelem posouzení ustálenosti výpočtu použito primárně monitorování průběhů výše zmíněných veličin. Ke sledování průměrných hodnot objemového průtoku sloužily plochy příčného průřezu trubek, které se nacházely ve vzdálenosti 200 mm (v případě výpočtů na samotném distributoru), resp. 50 mm (v případě distribučního systému typu „U“) od hlavního kanálu distributoru. Ustalování hodnot statického tlaku v každé trubce bylo naopak v obou případech sledováno na plochách ve vzdálenosti 50 mm od hlavního kanálu distributoru. Pro monitorování velikosti rychlosti proudění byly zvoleny středy ústí trubek (na hranici s distributorem, příp. i kolektorem), kde byly předpokládány největší změny velikosti rychlosti. Zaznamenávána byla rovněž i celková tlaková ztráta systému (prostřednictvím statického tlaku na vstupu do distributoru), která byla později použita při testu nezávislosti výpočetní sítě. Monitorovací body a plochy zkrácených modelů distribučních systémů znázorňuje obrázek 3.16.



**Obrázek 3.16.** Monitorovací plochy objemového průtoku (červeně) a tlaku (žlutě) na modelu zkráceného distributoru a U-uspořádání. Body pro sledování hodnot velikosti rychlosti jsou znázorněny modrou barvou. Plochy porézního skoku jsou vyznačeny fialově. Monitorování celkové tlakové ztráty systému probíhalo na zeleně vyznačené vstupní ploše.

### 3.3.4 Test nezávislosti sítě

Aby bylo možné vyloučit vliv nastavení numerického modelu na přesnost získaných výsledků, byl proveden test nezávislosti sítě. Na geometrii zkráceného distributoru („D-1550“) bylo za tímto účelem prověřováno celkem pět výpočetních sítí s rozsahem od 1,02 do 4,39 mil. buněk. Hmotnostní průtok na vstupu do distribučního systému byl u všech simulací nastaven na hodnotu  $0,7056 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ . Jako indikátor nezávislosti sítě byla vybrána celková tlaková ztráta systému; stejnou metriku použili například García-Guendulain a kol. [22], jelikož vyhodnocení na základě distribuce toku se ukázalo být pro tento účel nedostatečné. Základní nastavení kontrolovaných výpočetních sítí je spolu s výsledky provedeného testu nezávislosti sítě shrnuto v tabulce 3.7. Pro všechny případy byla zvlášť řešena stacionární a nestacionární simulace.

**Tabulka 3.7.** Test nezávislosti sítě pro zkrácenou geometrii distributoru „D-1550“.

Sít	Počet buněk	IL <sup>1</sup>	$\Delta p$ [Pa]	
			Stacionární	Nestacionární
ID01	1 022 033	6	5 224	5 232
ID02	1 897 848	8	5 122	5 128
ID03	2 597 679	8	5 025	5 033
ID04	3 768 332	10	4 943	4 946
ID05	4 385 649	12	4 929	4 933

<sup>1</sup> Počet vrstev stěnových buněk (*inflation layers*, IL).

Se zvyšujícím se počtem buněk docházelo k postupnému snižování hodnoty celkové tlakové ztráty distribučního systému. Z naměřených výsledků je zřejmé, že k relativnímu ustálení této hodnoty došlo u výpočetní sítě s označením ID04, kde se už výsledek měnil jen velmi nepatrně (pouze o 0,3 % oproti nejjemnější konfiguraci sítě). Konečná hodnota tlakové ztráty, která byla stanovena na základě nestacionárního výpočtu, v tomto případě činila přibližně 4 946 Pa. Výpočetní síť ID04 tak představovala přijatelný kompromis mezi výpočtovou náročností řešených úloh a přesností dosažených výsledků. Protože totéž nastavení výpočetní sítě jako v případě modelu „D-1550“ bylo použito i u dalších zkrácených modelů, počítaly se veškeré simulace právě s touto konfigurací sítě, tj. distributor na přibližně 3,77 mil. buněk a distribuční systém typu „U“ na 4,96 mil. buněk.

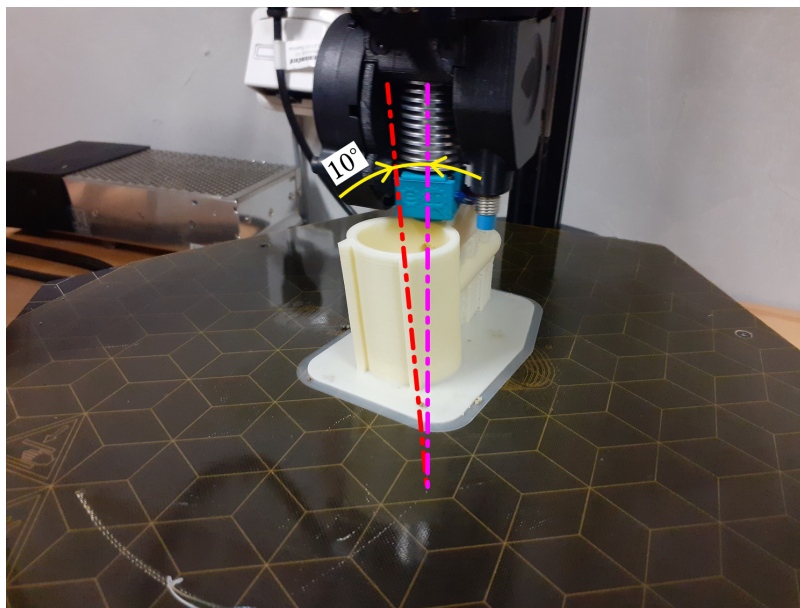
## 3.4 Experimentální měření

Pro experimentální ověření matematických modelů byla prostřednictvím 3D tisku vytvořena dvojice testovacích distributorů. Hlavní komory distribučního systému byly společně s odtokovými trubkami vyrobeny technologií *fused deposition modeling* (FDM) z materiálu ABS (akrylonitril-butadienstyren). ABS je velmi pevný a všestranný materiál, vhodný pro vnitřní a v menší míře i venkovní použití (degraduje pod vlivem slunečního záření). Může být opakovaně roztaven a krystalizován, aniž by došlo ke znehodnocení materiálu. Taví se při teplotě 220–240 °C, která dává materiálu zvýšenou tepelnou odolnost (až do 98 °C) [42]. Kromě toho se materiál vyznačuje dobrou tuhostí, houževnatostí a odolností proti opotřebení a nárazům [42]. Je také velmi snadno opraco-

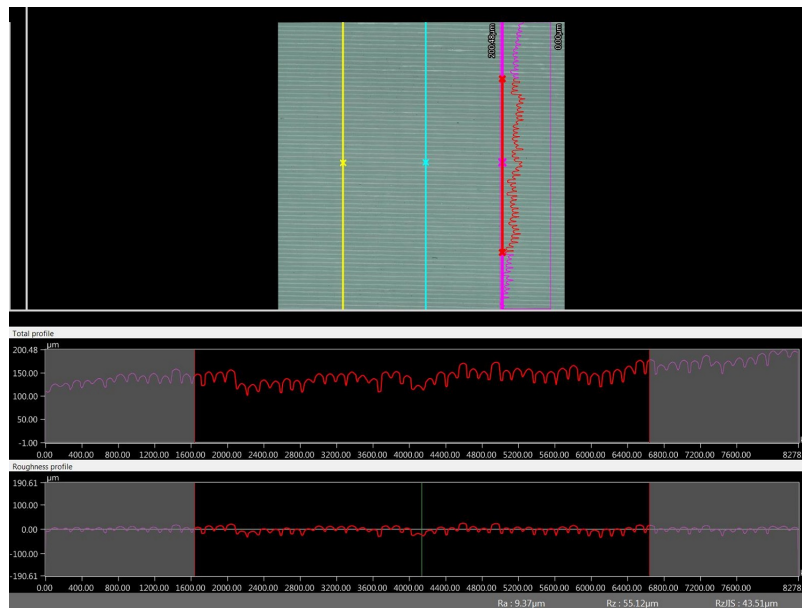
vatelný. ABS se doporučuje používat při výrobě funkčních vzorků, výrobě nástrojů a při výrobě věcí pro běžné použití; není naopak vhodný pro tělesa, která budou dlouhodobě vystavena vlivům venkovního prostředí [37]. Při tisku z ABS by se měla používat vyhřívaná podložka, která zabrání smršťování materiálu z důvodu jeho náchylnosti na změnu teploty [37].

Tisk experimentálních distributorů probíhal na stroji Trilab DeltiQ XXL. Tiskárna byla vybavena tiskovou oblastí o výšce 800 mm a průměru 250 mm, díky čemuž bylo možné experimentální distributor modelovat ve svislé poloze. Tato skutečnost se následně projevila i vyšší kvalitou vyráběných dílů. Aby se minimalizovaly nedokonalosti vnitřního povrchu, byla dále osa distributoru vůči směru tisku nakloněna o  $10^\circ$ , jak je vidět na obrázku 3.17. Zvolená orientace tisku pomohla významně snížit zbytková napětí v materiálu; tvarové deformace zhotoveného polotovaru byly proto jen velmi malé. Výška vrstvy byla nastavena na 0,12 mm a modelováno bylo se 100% výplní, což zajistilo dostatečnou tuhost tělesa distributoru. Doba tisku jednoho distributoru činila přibližně 34 hodin. Po vyhotovení základního polotovaru byly odstraněny podpurné struktury a součást byla podrobena obrobení vnitřního povrchu trubek. [20]

Drsnost vnitřního povrchu distributorů byla posuzována pomocí parametru  $R_z$ , který odpovídá součtu výšky nejvyššího výstupku profilu a hloubky nejnižší prohlubně profilu v rozsahu měřené základní délky. K měření drsnosti byl použit digitální mikroskop Keyence VHX-6000. Pro hlavní kanál a trubky byla provedena celkem tři dílčí měření. Měřicí dráha byla volena tak, aby při každém měření vedla kolmo na vrstvy, jak je patrné z obrázku 3.18. Vlivem orientace tisku a použitého materiálu distributoru bylo dosaženo průměrné absolutní drsnosti povrchu  $53,83 \mu\text{m}$  v hlavním kanále a  $33,98 \mu\text{m}$  v odtokových trubkách. [20]



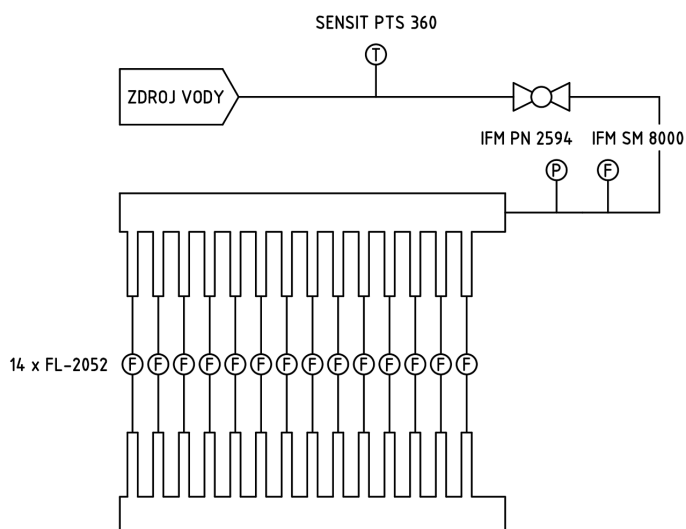
**Obrázek 3.17.** Fotografie vyráběného trubkového distributoru. Podélná osa hlavního kanálu distributoru je vyznačena červeně, směr tisku fialově.



**Obrázek 3.18.** Měření drsnosti povrchu v hlavním kanálu distributoru. Místa jednotlivých měření jsou v horní části obrázku označena různě barevnými úsečkami. Ve spodní části obrázku jsou uvedeny informace o zvoleném měření drsnosti. Maximální hodnota parametru Rz je pro zvýrazněné třetí měření (fialově) rovna 55,12  $\mu\text{m}$ .

### 3.4.1 Metodika měření

Pro vlastní fyzikální experiment byla připravena potrubní trasa znázorněná na obrázku 3.19. Experimentální setup obsahoval kulový kohout pro ovládání přívodu vody, teplotní snímač Sensit PTS 360 pro získání informací o teplotě pracovního média a tlakoměry IFM PN 2594 a COMET T2114 pro odečítání tlaku vody, resp. tlaku vzduchu v laboratoři. Objemový průtok vody na vstupu do distribučního systému zaznamenával indukční průtokoměr IFM SM 8000.



**Obrázek 3.19.** Zjednodušené schéma potrubí a instrumentace pro konfiguraci „U-1050-FL“ s popisky měřicích přístrojů.

Ke kontinuálnímu měření objemového průtoku jednotlivými trubkami byla u konfigurací s označením „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“ použita sada 14 plováčkových průtokoměrů FL-2052, jak je znázorněno na obrázku 3.19. Měření průtoku v trubkách probíhalo v dostatečné vzdálenosti od osy hlavního kanálu distributoru, kde již bylo bezpečně dosaženo ustáleného rychlostního profilu.

Pro uspořádání „D-1550“ bez plováčkových průtokoměrů byly informace o rozdělení tekutiny získány měřením kumulativního průtoku v časovém intervalu 90 s. Celkem byla na distribučním systému provedena tři měření, z nichž se pro každou trubku vzala průměrná hodnota. Zjištěný kumulovaný průtok byl následně přepočítán na objemový průtok v  $[\text{l}\cdot\text{s}^{-1}]$ . Tato data byla převzata z dřívějších měření prováděných Fialovou a Jeglou [20] a sloužila pro validaci modelu s menším odporem větví. Menší odpor větví byl u kompletního U-systému modelován v konfiguraci U-1600, distribuce toku v tomto systému avšak ze zřejmých důvodů nebyla experimentálně ověřována. Seznam použitých měřicích přístrojů je společně s provozními podmínkami experimentálního měření pro geometrie „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“ uveden v tabulce 3.8.

**Tabulka 3.8.** Experimentální měření pro konfigurace „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“: rozsah měření, nejistota měření a základní informace o použitých měřicích přístrojích.

Měřicí přístroj	Měřená veličina	Rozsah měření	Nejistota měření
<b>D-2100-FL</b>			
IFM SM 8000	Obj. průtok na vstupu	37,26–42,78 $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$	$\pm 0,84 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
FL-2052	Obj. průtok v trubkách	2,61–3,13 $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$	$\pm 0,10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
IFM PN 2594	Tlak vody	42,00–57,00 kPa(g)	$\pm 2,00 \text{ kPa}$
COMET T2114	Tlak vzduchu	97,49–97,51 kPa	$\pm 0,15 \text{ kPa}$
Sensit PTS 360	Teplota vody	10,08–15,62 $^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,38 \text{ }^{\circ}\text{C}$
<b>U-1050-FL</b>			
IFM SM 8000	Obj. průtok na vstupu	37,68–42,24 $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$	$\pm 0,84 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
FL-2052	Obj. průtok v trubkách	2,65–3,07 $\text{l}\cdot\text{min}^{-1}$	$\pm 0,10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$
IFM PN 2594	Přetlak vody	52,00–64,00 kPa(g)	$\pm 2,00 \text{ kPa}$
COMET T2114	Tlak vzduchu	97,73–97,74 kPa	$\pm 0,15 \text{ kPa}$
Sensit PTS 360	Teplota vody	12,17–16,56 $^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,38 \text{ }^{\circ}\text{C}$

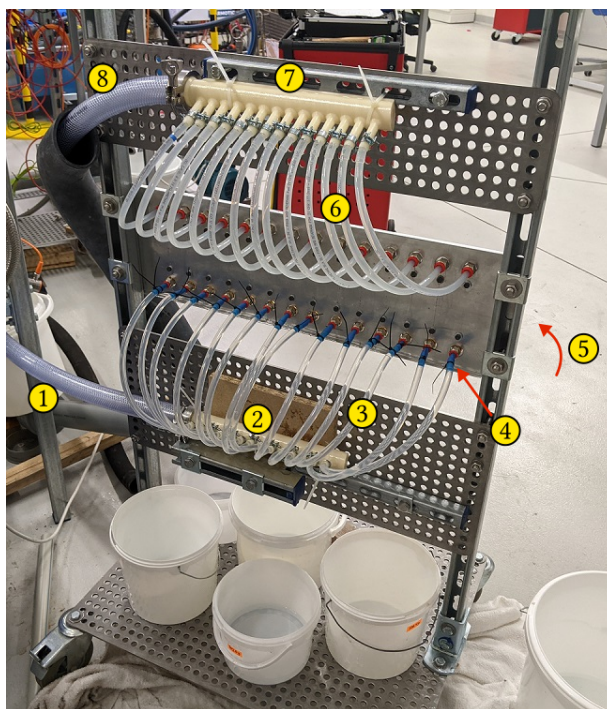
Objemový průtok vody na vstupu do distribučního systému se během experimentálního měření měnil v souladu se středními rychlostmi, kterých je dosahováno i v průmyslové praxi. Pro ekonomizér, který modelovaným distribučním systémům odpovídá ze všech procesních zařízení nejlépe, Dillon a kol. [17] uvádějí střední rychlosti v trubkách v intervalu od 0,8 do 1,5  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Při vlastním experimentálním měření tak byla pro každou konfiguraci („D-2100-FL“ a „U-1050-FL“) provedena celkem tři měření, při nichž byla udržována cílová hodnota vstupní rychlosti přibližně 1  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Geometrické parametry distribučních systémů byly voleny tak, aby střední rychlost v trubkách zhruba odpovídala rychlosti na vstupu do distributoru. Naměřené hodnoty byly následně zprůměrovány, a to za účelem přímého srovnání s výsledky zjednodušeného analytického modelu a CFD simulací.

Nastavení cílových vstupních rychlostí a jim odpovídajících objemových průtoků uvádí tabulka 3.9. Tytéž vstupní podmínky – po zprůměrování a přepočtu na hmotnostní průtok – byly následně použity také v připravených numerických výpočtech. Pro uspořádání „U-1600“, které nebylo předmětem vlastního fyzikálního experimentu, byl v příslušné CFD simulaci nastaven stejný vstupní hmotnostní průtok jako v případě distribučního systému „U-1050-FL“.

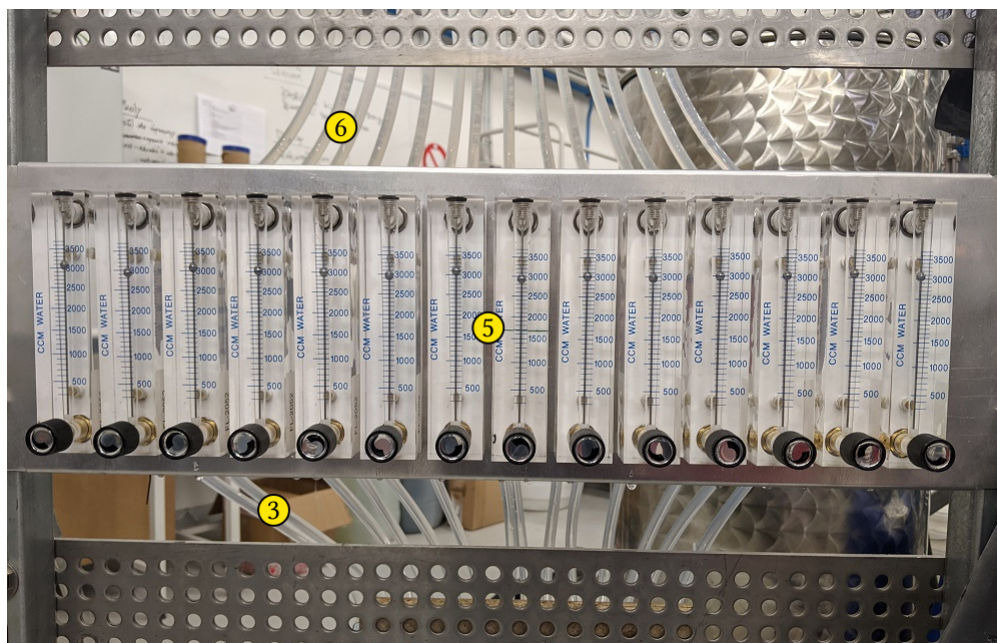
Fotografie pořízené během experimentálního měření jsou uvedeny na obrázcích 3.20 až 3.22.

**Tabulka 3.9.** Vstupní rychlosti a jim odpovídající objemové průtoky použité při experimentálním měření: konfigurace „D-2100-FL“ a „U-1050-FL“.

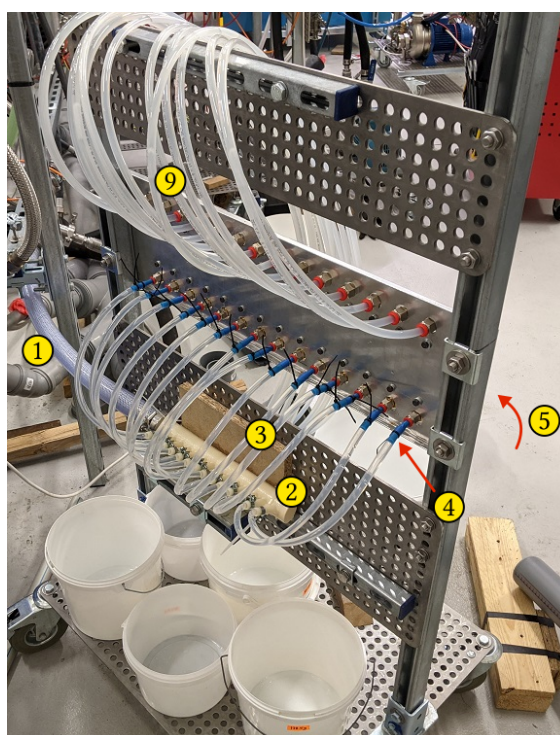
Konfigurace	Měření č.	Vstupní rychlost [m·s <sup>-1</sup> ]	Vstupní obj. průtok [l·min <sup>-1</sup> ]	Přetlak vody [kPa(g)]
D-2100-FL	1	0,8853	37,5460	43,0000
	2	0,9879	41,8982	54,0968
	3	1,0043	42,5943	54,5227
U-1050-FL	1	0,8954	37,9772	52,9548
	2	0,9309	39,4817	56,7143
	3	0,9878	41,8950	63,0149



**Obrázek 3.20.** Fotografie experimentálního standu pro konfiguraci „U-1050-FL“, pohled zezadu: (1) přívodní potrubí, (2) distributor, (3) silikonová hadice o průměru 8 mm a délce 350 mm, (4) polyuretanová trubice o průměru 6 mm a délce 60 mm, (5) plováčkové průtokoměry, (6) polyuretanová trubice o průměru 8 mm a délce 400 mm, (7) kolektor, (8) odvodní potrubí.



**Obrázek 3.21.** Fotografie experimentálního standu pro konfiguraci „U-1050-FL“, pohled ze zředu: detail desky se sadou nainstalovaných plovákových průtokoměrů.



**Obrázek 3.22.** Fotografie experimentálního standu pro konfiguraci „D-2100-FL“, pohled ze zřadu. Uspořádání s distributorem na výstupu z plovákových průtokoměrů používalo polyuretanovou trubici o průměru 8 mm a délce 1500 mm (9).

## Kapitola 4

# Výsledky

Pro každé uvažované uspořádání byl vytvořen vlastní zjednodušený analytický model, jehož základní parametry byly diskutovány v podkapitole 3.2.4. U konfigurací s prostým distributorem byly navzájem porovnávány výsledky modelů B-1971 a BJ-1976; u distribučních systémů typu „U“ byl řešen pouze vývojově mladší model BJ-1976. Výstupem analytických modelů byly celkem tři charakteristiky – normalizovaný tlakový rozdíl ve větveném systému (pro model BJ-1976), normalizovaný průtok v hlavním kanálu distributoru a normalizovaný průtok v trubkách. Průběh těchto bezrozměrných veličin podél hlavního kanálu distribučního systému byl graficky porovnáván s výsledky obdrženy detailní CFD analýzou, příp. s výsledky experimentálního měření, byla-li tato data k dispozici. Distribuce toku pracovní látky byla vyhodnocena také pomocí dvou různých kritérií.

Cílem prováděných detailních CFD simulací bylo co nejlépe vystihnout průběhy průtoků pozorovaných v rámci fyzikálních experimentů, proto byly nutné úpravy nastavení CFD modelů. Úlohy, v nichž byly řešeny konfigurace s plováčkovými průtokoměry („D-2100“ a „U-1050-FL“), používaly pouze jedno nastavení hodnoty faktoru vnitřního odporu. V těchto případech byly pro řešené zkrácené geometrie distributoru a U-uspořádání napočítány stacionární (ustálené) simulace proudění, přičemž pro konfiguraci „D-2100-FL“ byla CFD analýza doplněna také o nestacionární simulaci. Pro konfigurace bez plováčkových průtokoměrů („D-1550“ a „U-1600“), tj. distribuční systémy s nižším odporem toku, byly zvlášť napočítány dva případy – jeden s hodnotou faktoru vnitřního odporu stanovenou podle postupu uvedeného v podkapitole 3.3.2 a jeden s hodnotou faktoru vnitřního odporu blízkou nule.

### 4.1 Hodnocení distribuce toku

Kritérií distribuce toku v teplosměnných zařízeních existuje celá řada. Ačkoliv většina těchto kritérií k hodnocení nerovnoměrnosti toku standardně využívá hmotnostních nebo objemových průtoků, je nutné rozlišovat mezi případy, kdy je hodnocení prováděno pro každou větev zvlášť, tj. pomocí  $N$  hodnot; a kdy je nerovnoměrnost toku naopak hodnocena v rámci celého systému pouze jednou hodnotou [19].

Přednost prvního přístupu spočívá především v jeho názornosti. Dojde-li například při zachování stejného počtu větví ke změně provozních parametrů vyšetřovaného distribučního systému, umožňuje toto kritérium distribuce toku poměrně snadné grafické porovnání jednotlivých testovaných případů a odhalení kritických míst [13]. U složitějších geometrií s vyšším počtem distribučních větví (např. zařízení s hustými svazky trubek) nicméně tento způsob hodnocení nemusí být

z důvodu přehlednosti nejvhodnější. Často proto bývá preferován spíše druhý uvedený přístup, který k popisu distribuce toku pracovních látek v systému využívá jediného souhrnného parametru. Výhodou tohoto přístupu je zejména možnost přímého srovnání různě velkých distribučních systémů, které obecně mohou mít libovolný počet řad.

V této práci bylo za účelem prezentace získaných výsledků použito kritérium založené na relativní směrodatné odchylce od rovnoměrného rozdělení pracovního média, RSD [50]. Zvolené kritérium porovnává naměřené hodnoty objemových průtoků jednotlivými větvemi,  $Q_{T,i}$ , s ideálně rovnoměrným objemovým průtokem každou trubkou,  $Q_{T,id}$ . Počet větví distribučního systému je ve vztahu (4.1) vyjádřen parametrem  $N$ . Příklad použití tohoto kritéria je možné najít například také v práci Turka a kol. [46], příp. v práci Fialové a Jegly [20]. Jako druhé jednočíslné kritérium distribuce toku byla v této práci použita metrika nerovnoměrnosti *non-uniformity* (NU) [41], která v rámci daného distribučního systému porovnává minimální a maximální naměřenou hodnotu objemových průtoků dílčími větvemi. Její předpis je vyjádřen vztahem (4.2). V případě obou uvedených kritérií je nižší úroveň nerovnoměrnosti dělení pracovní látky ve větveném systému indikována nižší hodnotou dané metriky distribuce toku; pro ideálně rovnoměrnou distribuci toku by se tak hodnota kritérií RSD a NU měla blížit k nule. Shoda výsledků matematických modelů a experimentálního měření byla kromě výše uvedeného posuzována pomocí průměrné hodnoty absolutních relativních odchylek od experimentálních dat, která je ve vztahu (4.3) označena jako RAD.

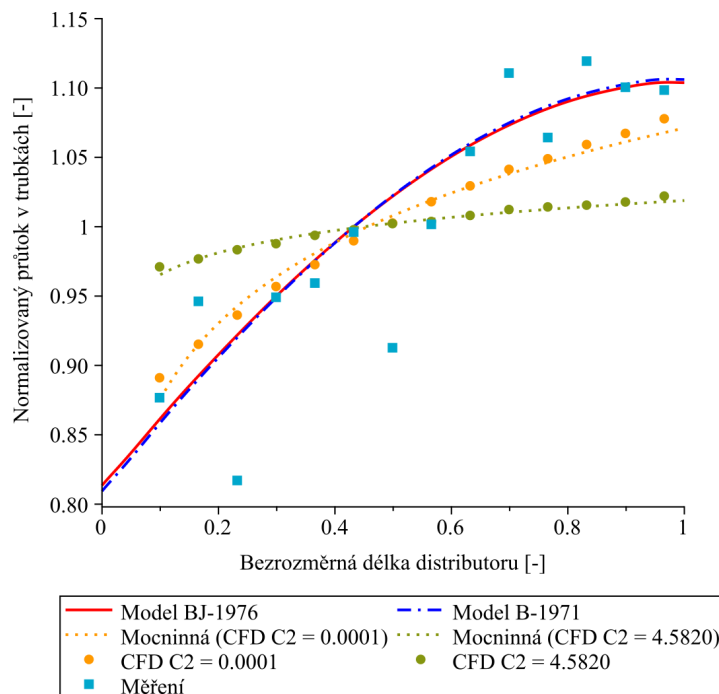
$$RSD = \frac{100}{Q_{T,id}} \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (Q_{T,i} - Q_{T,id})^2 \right]^{1/2} \quad (4.1)$$

$$NU = 100 \left( 1 - \frac{\min_i \{Q_{T,i}\}}{\max_i \{Q_{T,i}\}} \right) \quad (4.2)$$

$$RAD = \frac{100}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{Q_{T,i} - Q_{exp,i}}{Q_{exp,i}} \right| \quad (4.3)$$

## 4.2 Konfigurace D-1550

Porovnání normalizovaného průtoku v trubkách podle jednotlivých metod modelování je pro konfiguraci „D-1550“ s nižším odporem toku uvedeno na obrázku 4.1. Pomocí experimentálního měření, jehož data byla převzata z dřívější práce Fialové a Jegly [20], byla validována správnost výsledků zjednodušených matematických modelů (B-1971 a BJ-1976) a dvojice CFD modelů – pro případ „optimalizované“ hodnoty faktoru vnitřního odporu ( $C_2 = 4,5820$ ) a hodnoty faktoru vnitřního odporu blízké se nule ( $C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ ). Statistické vyhodnocení dat získaných prostřednictvím jednotlivých přístupů k analýze distribuce toku je shrnuto v tabulce 4.1. Z prezentovaných výsledků je patrné, že největšího přiblížení hodnotám z experimentálního měření dosahuje analytický model B-1971 (RSD 7,88 %; NU 22,39 %). O něco hůře vychází model BJ-1976 (RSD 7,71 %; NU 21,95 %). Detailní numerická simulace s hodnotou faktoru vnitřního odporu  $C_2 = 4,5820 \text{ m}^{-1}$  se vyznačuje již poměrně vysokou rovnoměrností rozložení hodnot objemových průtoků a od trendu hodnot získaných během experimentálního měření je ze všech uvažovaných metod modelování vzdálena nejvíce. Kritéria nerovnoměrnosti distribuce toku RSD a NU v jejím případě činí 1,54 %, resp. 5,00 %. Z důvodu nedostatečného přiblížení naměřeným hodnotám byla dodatečně provedena také stacionární CFD simulace, kde byl nastaven faktor vnitřního odporu  $C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ . Výsledek pro toto nastavení vychází již o poznání blíže experimentálnímu měření (RSD 5,68 %; NU 17,33 %). Nejnižší hodnota průměrné absolutní relativní odchylky od výsledků fyzikálního experimentu vychází pro model BJ-1976 (3,38 %), mírně vyšší je pro model B-1971 (3,44 %). Nejvyšší hodnoty průměrné absolutní relativní odchylky od experimentálních dat, a tedy nejhorší predikce distribuce toku vzhledem k experimentálnímu měření, dosahuje řešení numerické úlohy s vyšším faktorem vnitřního odporu (RAD 6,71 %).



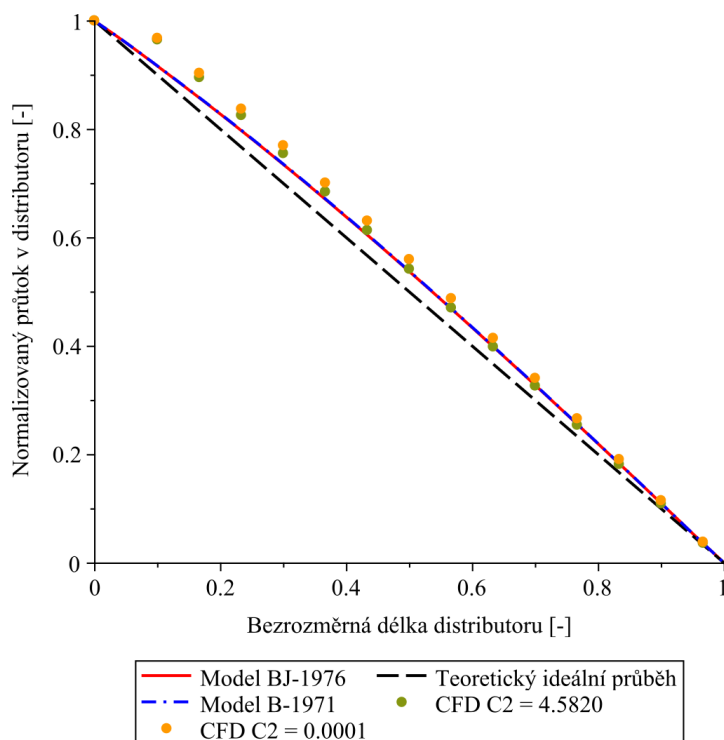
**Obrázek 4.1.** Normalizovaný průtok v trubkách pro konfiguraci „D-1550“. Prezentovaná experimentální data byla získána jako průměr ze tří naměřených hodnot.

**Tabulka 4.1.** Porovnání objemového průtoku v trubkách pro konfiguraci „D-1550“.

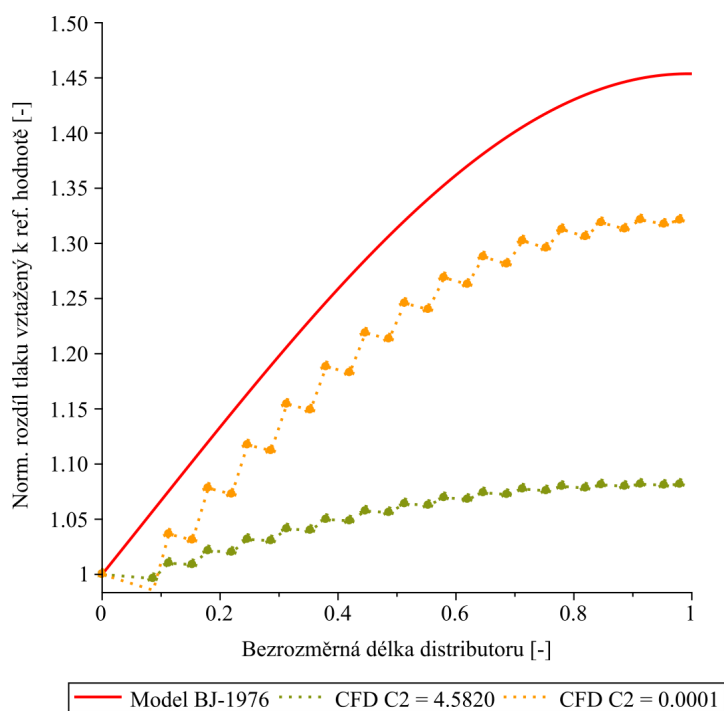
Větev č.	Měření [ml·s <sup>-1</sup> ]	CFD			
		B-1971 [ml·s <sup>-1</sup> ]	BJ-1976 [ml·s <sup>-1</sup> ]	$C_2 = 4,5820 \text{ m}^{-1}$ [ml·s <sup>-1</sup> ]	$C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ [ml·s <sup>-1</sup> ]
1	44,15	43,27	43,42	48,91	44,88
2	47,65	44,88	45,00	49,20	46,10
3	41,15	46,39	46,48	49,53	47,16
4	47,80	47,83	47,88	49,75	48,19
5	48,32	49,17	49,19	50,05	48,99
6	50,17	50,41	50,41	50,26	49,85
7	45,97	51,53	51,51	50,48	50,50
8	50,45	52,54	52,49	50,55	51,27
9	53,10	53,42	53,36	50,77	51,85
10	55,95	54,17	54,09	50,99	52,45
11	53,60	54,78	54,69	51,08	52,83
12	56,38	55,25	55,14	51,15	53,35
13	55,43	55,57	55,46	51,26	53,75
14	55,33	55,75	55,63	51,48	54,29
<b>RSD [%]</b>	9,14	7,88	7,71	1,54	5,68
<b>NU [%]</b>	27,02	22,39	21,95	5,00	17,33
<b>RAD [%]</b>	–	3,44	3,38	6,71	3,87

Hodnoty objemového průtoku a statického tlaku v hlavním kanálu distributoru, které byly použity v grafickém porovnání s výstupem analytického modelu, byly „naměřeny“ na ose hlavního kanálu v místech před a za jednotlivými odtokovými otvory. Z grafu normalizovaného průtoku v distributoru na obrázku 4.2 jde vidět, že analytické modely B-1971 a BJ-1976 poskytují prakticky shodnou predikci objemového průtoku v hlavním kanálu. Podobné výsledky dávají i oba CFD modely, které však predikují mírně vyšší hodnotu průtoku v první části distributoru. Optimalizovaná hodnota faktoru vnitřního odporu ( $C_2 = 4,5820 \text{ m}^{-1}$ ), a tedy i vyšší celková tlaková ztráta distribučního systému, vede na rozložení objemového průtoku bližší ideálnímu průběhu.

Průběh normalizovaného tlakového rozdílu v systému vztaženého na délku hlavního kanálu je uveden na obrázku 4.3. Porovnávány byly výsledky analytického modelu (BJ-1976) a dvojice výše zmíněných CFD analýz. Z výsledků numerických úloh je patrné, že na úseku hlavního kanálu před odtokovým otvorem dochází vždy k poklesu normalizovaného tlakového rozdílu vlivem třecích ztrát a jeho opětovnému nárůstu v okolí odtoku do trubek. Velikost nárůstu normalizovaného rozdílu tlaku v daném místě je přitom závislá na množství tekutiny vstupující do odtokového otvoru a podél hlavního kanálu postupně klesá. Analytický model BJ-1976 předpovídá přibližně 45,4% nárůst normalizovaného tlakového rozdílu oproti referenční hodnotě (referenční hodnota tlaku je podle modelu BJ-1976 pro distributor stanovena jako statický tlak na vstupu do hlavního kanálu); u numerických simulací je to 8,2% v případě optimalizovaného faktoru vnitřního odporu a 32,1% v případě faktoru vnitřního odporu s hodnotou blízkou nule.



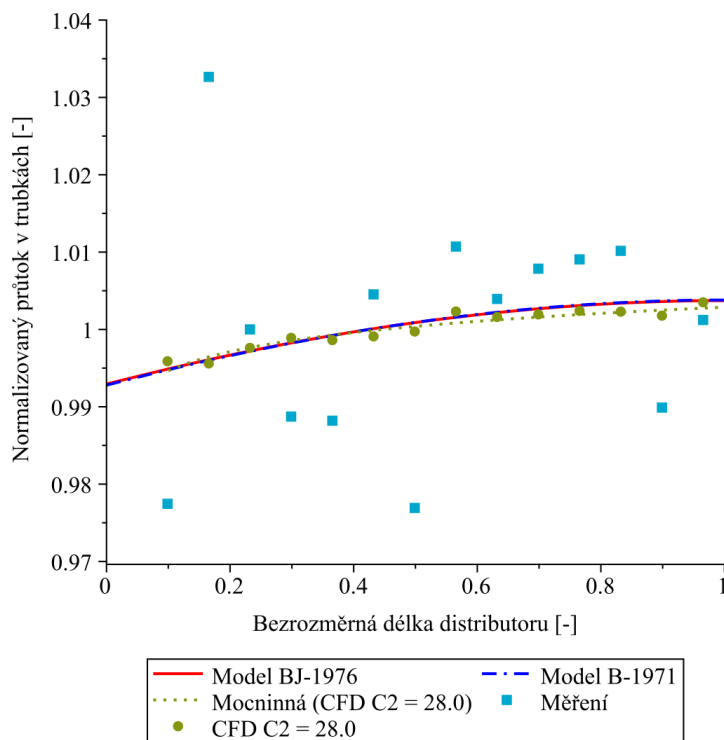
**Obrázek 4.2.** Normalizovaný průtok v distributoru pro konfiguraci „D-1550“.



**Obrázek 4.3.** Nárůst normalizovaného tlakového rozdílu vztahžený k referenční hodnotě tlaku pro konfiguraci „D-1550“.

### 4.3 Konfigurace D-2100-FL

Normalizovaný průtok v trubkách je pro konfiguraci „D-2100-FL“ s vyšším odporem toku uveden na obrázku 4.4. U sady experimentálních dat byl v rozporu s očekáváním pozorován poměrně nízký průtok v sedmé a třinácté větvi, a naopak nepředpokládaně vysoký průtok v druhé větvi. Vzhledem k tomu, že během měření nebyla detekována žádná překážka proudění pracovního média, lze konstatovat, že k odhalení příčiny tohoto chování by bylo třeba provést více měření. S hodnotami získanými pomocí fyzikálního experimentu byla porovnávána dvojice analytických modelů (B-1971, resp. BJ-1976) a jeden CFD model. V rámci numerického řešení byl přitom vedle stacionárního výpočtu spouštěn také nestacionární výpočet, který měl ověřit přesnost výsledků stacionárního modelu. Objemový průtok v trubkách a statistické vyhodnocení distribuce toku v distribučním systému pro jednotlivé metody modelování je uvedeno v tabulce 4.2. Z grafického srovnání i z tabulky hodnot je patrné, že predikce distribuce toku pomocí zjednodušených matematických modelů a detailních numerických simulací si je v tomto případě navzájem velmi blízká. Za nej přesnější a experimentálním hodnotám nejbližší se dá považovat výsledek modelu B-1971 (RSD 0,29 %; NU 0,90 %). Velmi podobný, takřka shodný výsledek vykazuje také vývojově mladší model BJ-1976 (RSD 0,28 %; NU 0,88 %). Nejhoršího, ale stále velmi přesného odhadu rozdělení pracovní látky do trubek, je dosaženo pomocí stacionárního, resp. nestacionárního CFD modelu, přičemž oba tyto modely předpovídají distribuci toku stejně (RSD 0,25 %; NU 0,79 %). Průměrná hodnota absolutní relativní odchylky od experimentálních dat činí pro model B-1971 1,07 %, pro model BJ-1976 1,08 % a pro numerické úlohy shodně 1,09 %.



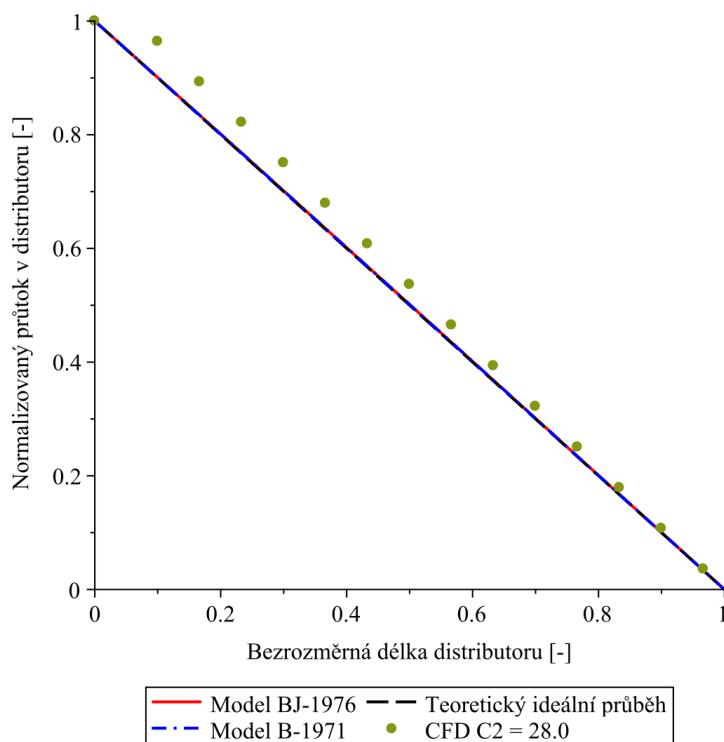
**Obrázek 4.4.** Normalizovaný průtok v trubkách pro konfiguraci „D-2100-FL“. Prezentovaná experimentální data byla získána jako průměr ze tří naměřených hodnot. V grafu jsou uváděny pouze výsledky stacionárního CFD modelu ( $C_2 = 28,0 \text{ m}^{-1}$ ).

**Tabulka 4.2.** Porovnání objemového průtoku v trubkách pro konfiguraci „D-2100-FL“. Výsledky stacionárního a nestacionárního CFD výpočtu jsou v závorce označeny písmenem (s), resp. (n).

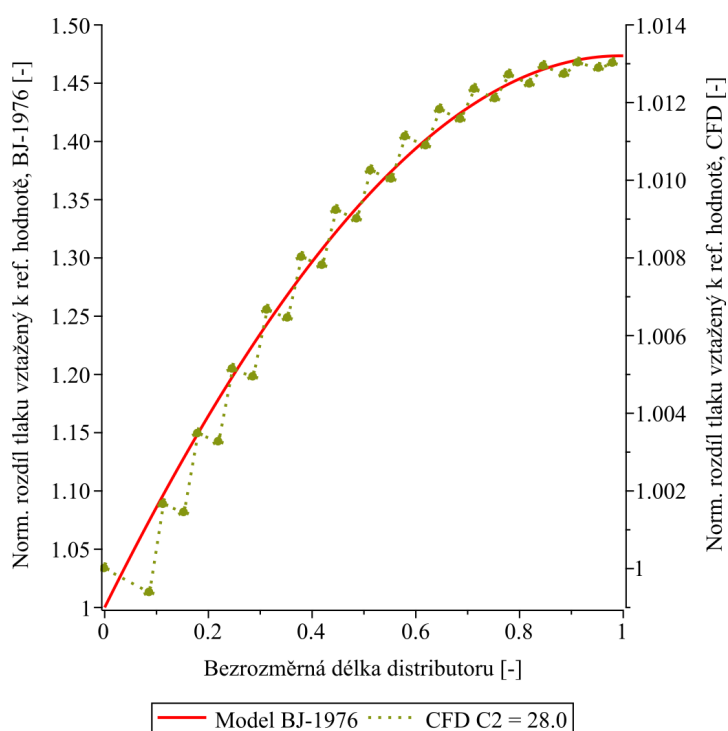
Větev č.	Měření [ml·s <sup>-1</sup> ]	B-1971 [ml·s <sup>-1</sup> ]	BJ-1976 [ml·s <sup>-1</sup> ]	CFD	
				$C_2 = 28,0 \text{ m}^{-1}$ (s) [ml·s <sup>-1</sup> ]	$C_2 = 28,0 \text{ m}^{-1}$ (n) [ml·s <sup>-1</sup> ]
1	47,33	48,18	48,18	48,22	48,22
2	50,00	48,24	48,24	48,21	48,21
3	48,42	48,29	48,29	48,31	48,31
4	47,88	48,34	48,34	48,37	48,37
5	47,85	48,39	48,39	48,36	48,36
6	48,64	48,43	48,43	48,38	48,38
7	47,31	48,47	48,47	48,41	48,41
8	48,94	48,51	48,50	48,54	48,53
9	48,61	48,54	48,53	48,50	48,50
10	48,80	48,56	48,56	48,52	48,52
11	48,86	48,58	48,58	48,54	48,54
12	48,92	48,60	48,59	48,53	48,53
13	47,93	48,61	48,60	48,51	48,51
14	48,48	48,61	48,61	48,59	48,59
<b>RSD [%]</b>	1,43	0,29	0,28	0,25	0,25
<b>NU [%]</b>	5,40	0,90	0,88	0,79	0,79
<b>RAD [%]</b>	–	1,07	1,08	1,09	1,09

Velmi rovnoměrného rozložení průtoku je u uspořádání s vyšším odporem toku dosaženo také v distributoru (viz obrázek 4.5). Z grafického vyjádření je zřejmé, že řešení analytických modelů prakticky překrývá křivku teoretického ideálního průběhu. Podobně jako v případě konfigurace „D-1550“, i zde výsledky CFD simulace vykazují největší odchylku od ideálního průběhu v první části hlavní komory, přičemž tato odchylka se ve směru proudění postupně snižuje.

Grafické porovnání normalizovaného tlakového rozdílu v distribučním systému podle analytického modelu a detailní numerické simulace je pro konfiguraci „D-2100-FL“ prezentováno na obrázku 4.6. Zatímco analytický model BJ-1976 předpovídá přibližně 47,3% nárůst normalizovaného tlakového rozdílu, u CFD simulace je to pouze 1,3 % referenční hodnoty tlaku. Malá změna normalizovaného rozdílu tlaku po délce hlavního kanálu je v případě řešených numerických úloh způsobena vysokou hodnotou faktoru vnitřního odporu ( $C_2 = 28,0 \text{ m}^{-1}$ ), která byla nastavena v souladu s výsledky experimentálního měření (na rozdíl od uspořádání „D-1550“ tak byl použit pouze jeden stacionární CFD model). Pro konfigurace s vyšším odporem toku, tj. konfigurace s plováчковými průtokoměry, vychází téměř rovnoměrné rozdělení toku do trubkového svazku (viz obrázek 4.4), s čímž souvisí i rovnoměrné rozložení tlakového pole v distributoru, a tedy takřka zanedbatelný nárůst normalizovaného tlakového rozdílu v případě numerických simulací.



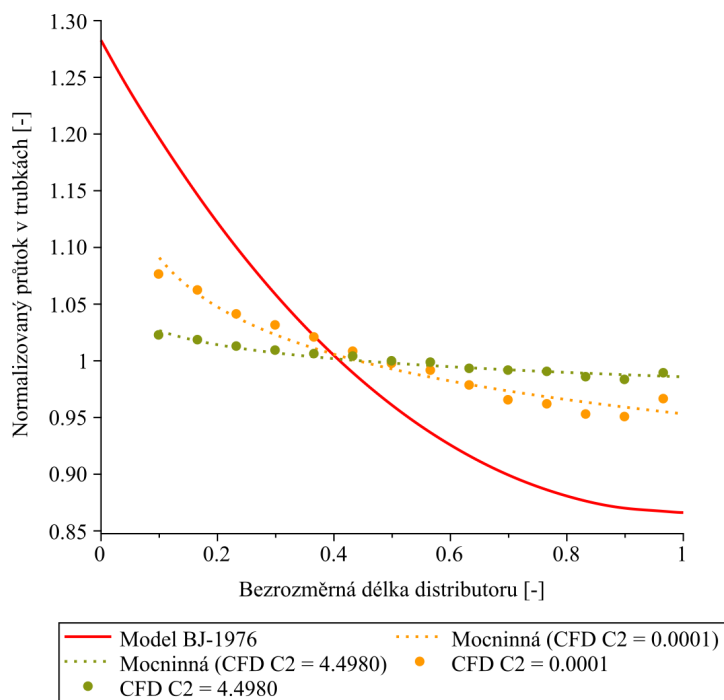
**Obrázek 4.5.** Normalizovaný průtok v distributoru pro konfiguraci „D-2100-FL“.



**Obrázek 4.6.** Nárůst normalizovaného tlakového rozdílu vztahového k referenční hodnotě tlaku pro konfiguraci „D-2100-FL“. Uváděny jsou zde pouze výsledky stacionárního CFD modelu ( $C_2 = 28,0 \text{ m}^{-1}$ ).

## 4.4 Konfigurace U-1600

Normalizovaný průtok v trubkách pro konfiguraci „U-1600“ s nižším odporem toku uvádí obrázek 4.7, jenž vznikl na základě dat shrnutých v tabulce 4.3. Distribuce toku pro tuto konfiguraci nebyla experimentálně ověřována, proto je prezentováno pouze porovnání výsledků zjednodušeného analytického modelu (BJ-1976) a detailních numerických simulací. Pro distribuci toku predikovanou modelem BJ-1976 vychází kritérium RSD rovno 10,69 % a kritérium NU rovno 27,51 %. Výrazně nižší nerovnoměrnost rozdělení pracovní látky do trubek lze pozorovat u CFD simulace s faktorem vnitřního odporu  $C_2 = 4,4980 \text{ m}^{-1}$ . Kritéria RSD a NU byla pro tento případ stanovena jako 1,18 %, resp. 3,84 %. Predikci distribuce toku pomocí analytického modelu se potom přibližuje CFD simulace s faktorem vnitřního odporu  $C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ . Pro toto nastavení vychází kritérium RSD rovno 3,95 % a kritérium NU rovno 11,68 %. Vyšší úroveň nerovnoměrnosti toku CFD modelu s nižší hodnotou faktoru vnitřního odporu, a tím pádem větší přiblížení se hodnotám získaným prostřednictvím zjednodušeného analytického modelu, je přitom v souladu s výraznějším poklesem statického tlaku v distributoru pro tento případ.



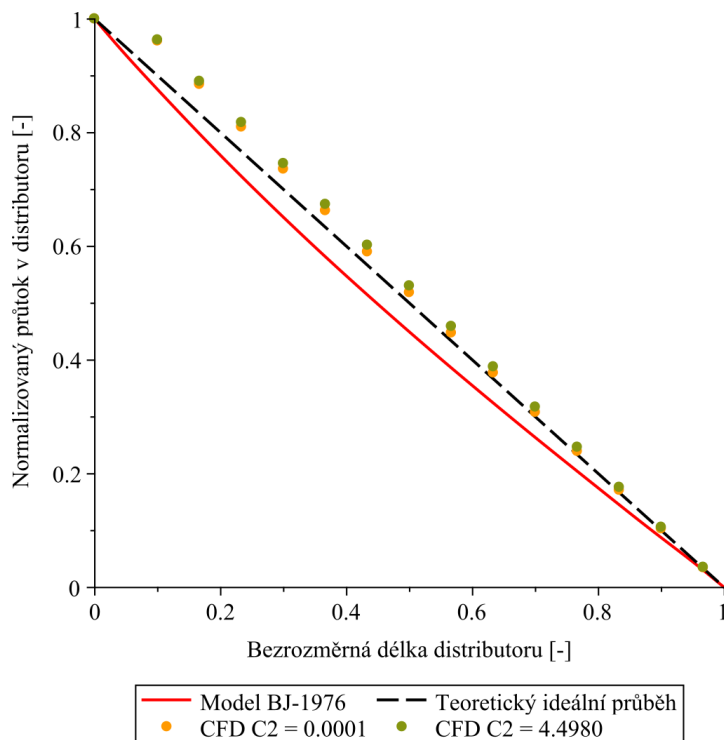
Obrázek 4.7. Normalizovaný průtok v trubkách pro konfiguraci „U-1600“.

**Tabulka 4.3.** Porovnání objemového průtoku v trubkách pro konfiguraci „U-1600“.

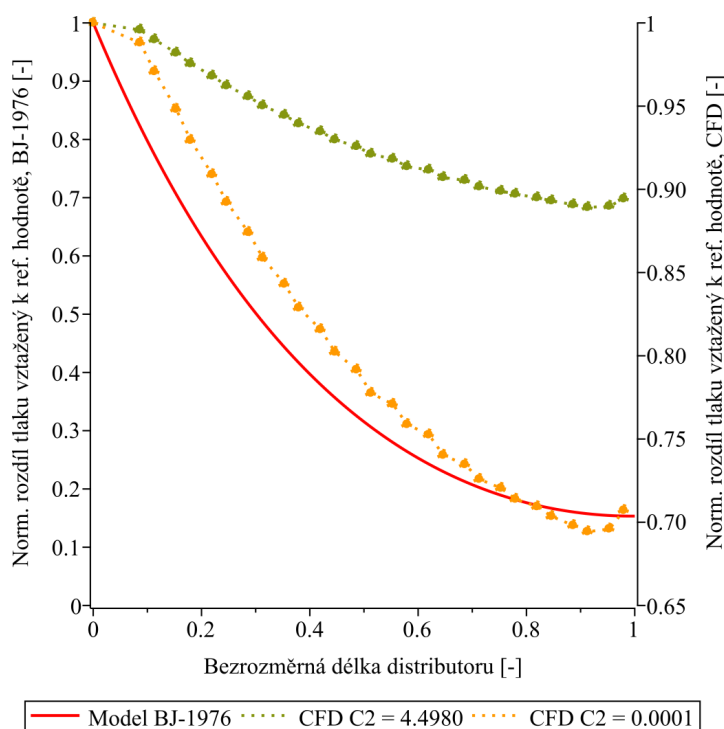
Větev č.	BJ-1976 [ml·s <sup>-1</sup> ]	CFD	
		$C_2 = 4,4980 \text{ m}^{-1}$ [ml·s <sup>-1</sup> ]	$C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ [ml·s <sup>-1</sup> ]
1	56,66	48,42	50,96
2	54,26	48,22	50,29
3	52,08	47,95	49,29
4	50,12	47,78	48,83
5	48,38	47,64	48,33
6	46,85	47,53	47,74
7	45,51	47,33	47,23
8	44,35	47,28	46,94
9	43,38	47,02	46,33
10	42,59	46,95	45,71
11	41,97	46,89	45,54
12	41,50	46,67	45,11
13	41,21	46,56	45,01
14	41,08	46,84	45,76
<b>RSD [%]</b>	10,69	1,18	3,95
<b>NU [%]</b>	27,51	3,84	11,68

Grafické znázornění normalizovaného průtoku v distributoru je uvedeno na obrázku 4.8. Podobně jako u předchozích konfigurací, i zde analytický model předpovídá největší odchylku od ideálního průběhu v prostřední oblasti hlavního kanálu. Křivka řešení modelu BJ-1976 se ovšem v tomto případě již nenachází nad, nýbrž pod přímkou značící ideální průběh. Hodnota normalizovaného objemového průtoku, který byl převzat ze stacionárních numerických simulací, je potom od teoretického ideálního průběhu nejdál opět v první části distributoru, přičemž tato odchylka se podél hlavního kanálu postupně snižuje. Zatímco tak analytický model předpovídá po délce hlavní komory nižší hodnoty objemového průtoku než jsou hodnoty ideální (z hlediska rovnoměrné distribuce toku do trubek), numerické simulace poskytují naopak hodnoty vyšší, a diskrétní hodnoty normalizovaného průtoku se tak v jejich případě nacházejí nad přímkou ideálního průběhu. Blíže k této přímce mají přitom výsledky CFD analýzy s nižší hodnotou faktoru vnitřního odporu ( $C_2 = 0,0001 \text{ m}^{-1}$ ).

Jak ukazuje graf na obrázku 4.9, analytický model u řešeného uspořádání předpokládá pokles normalizovaného rozdílu tlaku v systému o 84,7 % oproti výchozí referenční hodnotě (referenční hodnota tlaku je podle modelu BJ-1976 pro U-uspořádání stanovena jako rozdíl statického tlaku na vstupu do distributoru a výstupu z kolektoru). Podle CFD výpočtů tento pokles odpovídá 11,9 % z referenční hodnoty v případě vyšší hodnoty faktoru vnitřního odporu, resp. 30,6 % v případě nižší hodnoty tohoto koeficientu. V oblasti na konci hlavní komory lze u obou numerických modelů pozorovat také opětovný nárůst normalizovaného tlakového rozdílu. Toto chování je způsobeno změnami statického tlaku v distributoru z důvodu lokálního poklesu rychlosti proudění pracovního média, který je na konci hlavního kanálu výraznější.



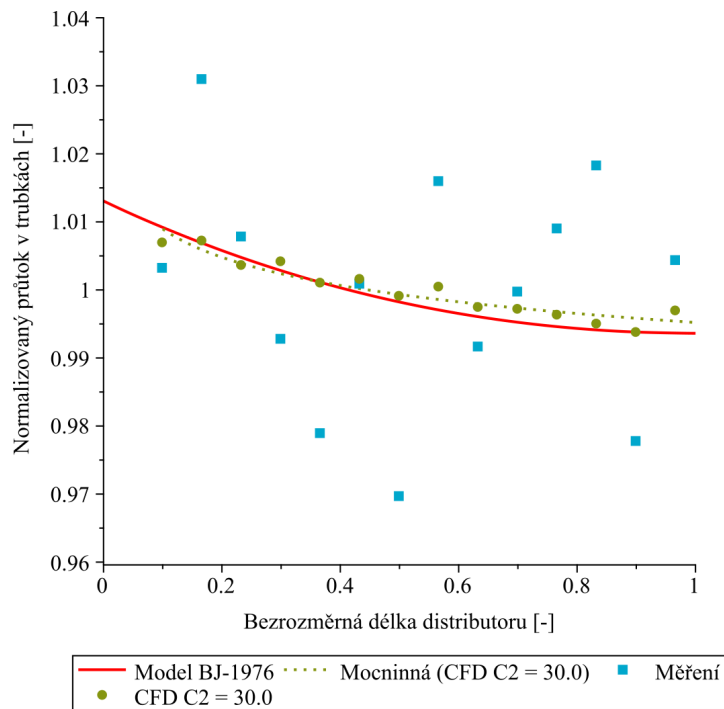
**Obrázek 4.8.** Normalizovaný průtok v distributoru pro konfiguraci „U-1600“.



**Obrázek 4.9.** Pokles normalizovaného tlakového rozdílu vztáženého k referenční hodnotě tlaku pro konfiguraci „U-1600“.

## 4.5 Konfigurace U-1050-FL

Porovnání normalizovaného průtoku v trubkách podle jednotlivých metod modelování je pro konfiguraci „U-1050-FL“ s vyšším odporem toku uvedeno na obrázku 4.10. Z přiloženého grafu jde vidět pozvolně klesající trend hodnot získaných při vlastním fyzikálním experimentu. Naměřené hodnoty objemového průtoku v trubkách přitom s výjimkou šesté větve vykazovaly lokální střídavě rostoucí a klesající průběh. Prostřednictvím uvedeného experimentálního měření byla pro konfiguraci „U-1050-FL“ ověřována správnost predikce distribuce toku analytického modelu (BJ-1976) a stacionární CFD simulace. Ze statistického vyhodnocení obdržených výsledků (viz tabulka 4.4) vyplývá, že přesnější predikce rozdělení pracovní látky je dosaženo pomocí zjednodušeného matematického modelu (RSD 0,50 %; NU 1,54 %) s průměrnou absolutní relativní odchylkou od naměřených hodnot 1,35 %. Uvažované nastavení CFD modelu ( $C_2 = 30,0 \text{ m}^{-1}$ ) vede na méně přesný odhad na základě použitých kritérií nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD 0,41 %; NU 1,34 %), vykazuje ale zároveň nižší hodnotu průměru absolutních relativních odchylek od experimentálního měření (1,28 %).



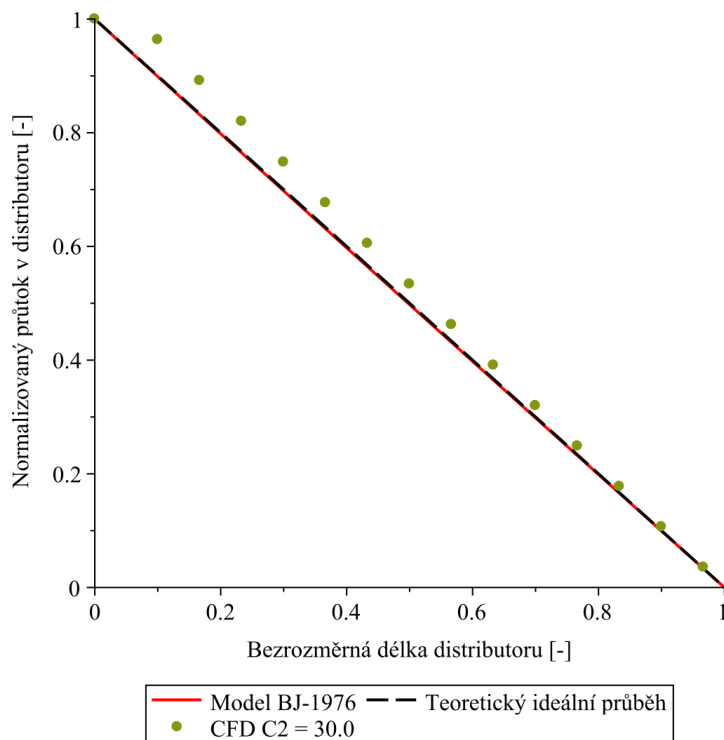
**Obrázek 4.10.** Normalizovaný průtok v trubkách pro konfiguraci „U-1050-FL“. Prezentovaná experimentální data byla získána jako průměr ze tří naměřených hodnot.

**Tabulka 4.4.** Porovnání objemového průtoku v trubkách pro konfiguraci „U-1050-FL“.

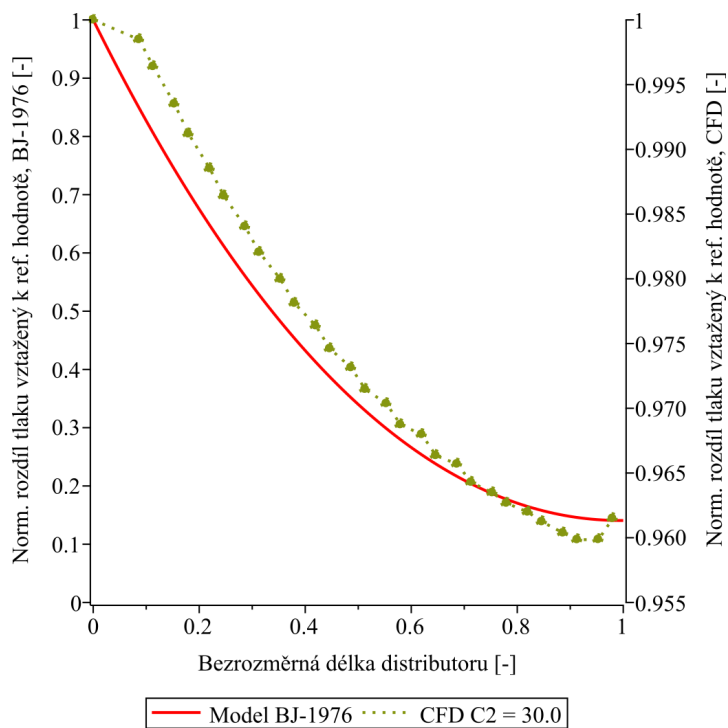
Větev č.	Měření [ml·s <sup>-1</sup> ]	Model BJ-1976 [ml·s <sup>-1</sup> ]	CFD
			$C_2 = 30,0 \text{ m}^{-1}$ [ml·s <sup>-1</sup> ]
1	47,51	47,80	47,69
2	48,83	47,69	47,70
3	47,73	47,59	47,53
4	47,02	47,50	47,56
5	46,36	47,42	47,56
6	47,40	47,34	47,43
7	45,92	47,28	47,32
8	48,12	47,22	47,38
9	46,96	47,18	47,24
10	47,35	47,14	47,23
11	47,79	47,11	47,19
12	48,22	47,08	47,12
13	46,31	47,07	47,06
14	47,57	47,06	47,22
<b>RSD [%]</b>	1,63	0,50	0,41
<b>NU [%]</b>	5,95	1,54	1,34
<b>RAD [%]</b>	–	1,35	1,28

Normalizovaný průtok pracovní látky v distributoru je pro konfiguraci „U-1050-FL“ znázorněn na obrázku 4.11. Jelikož se jedná o konfiguraci s vysokým odporem toku, řešení analytického modelu se prakticky shoduje s teoretickým průběhem, který představuje ideálně rovnoměrné rozdělení pracovní látky v distribučním systému. V případě stacionární CFD simulace byla největší odchylka normalizovaného průtoku v hlavní komoře – stejně jako pro všechny další řešené konfigurace – pozorována v oblasti prvního odtokového otvoru.

Normalizovaný tlakový rozdíl v distribučním systému je uveden na obrázku 4.12. Z grafického porovnání je patrný značný rozdíl mezi predikcí rozložení tlakového pole pomocí zjednodušeného 1D modelu a hodnotami z detailní CFD simulace. Pro model BJ-1976 vychází pokles normalizovaného tlakového rozdílu o 85,9 % oproti referenční hodnotě tlaku, zatímco výsledkem CFD výpočtu je pokles této veličiny pouze o 2,5 %. Výrazný rozdíl mezi oběma metodami je dán opět silně rovnoměrným rozdělením pracovní látky (vody) během experimentálního měření, podle kterého byla příslušná numerická úloha nastavována.



**Obrázek 4.11.** Normalizovaný průtok v distributoru pro konfiguraci „U-1050-FL“.



**Obrázek 4.12.** Pokles normalizovaného tlakového rozdílu vztaženého k referenční hodnotě tlaku pro konfiguraci „U-1050-FL“.

## 4.6 Diskuse výsledků

Z výše uvedeného porovnání výsledků jednotlivých výpočetních modelů vyplývá, že vhodné nastavení zjednodušených matematických modelů může vést na stejně přesnou, ne-li přesnější predikci distribuce toku než detailní numerické simulace. Zatímco u konfigurací s vyšším odporem toku jsou si výsledky objemového průtoku v trubkách napočítané na základě zjednodušených analytických modelů a stacionárních (resp. nestacionárních) CFD modelů velmi blízké a dostatečně přesně odpovídají hodnotám z experimentálního měření, u konfigurací s nižším odporem toku jsou již rozdíly mezi oběma výpočetními přístupy podstatně výraznější.

Pro uspořádání s distributorem (konfigurace „D-1550“ a „D-2100-FL“) podává nejpřesnější predikci distribuce toku analytický model B-1971, který dosahuje průměrné relativní absolutní odchylky od naměřených hodnot 3,44 % v případě konfigurace s nižším odporem toku („D-1550“) a 1,07 % v případě konfigurace s vyšším odporem toku („D-2100-FL“). Model BJ-1976 podává v obou případech pouze mírně horší předpověď rozdělení pracovního média ve větveném systému. Nejméně přesných výsledků vzhledem k sadě experimentálních dat je dosaženo pomocí CFD výpočtů, a to i v případě, kdy bylo nastavení simulace iterováno s cílem dosažení co nejbližší shody s průběhem průtoků pozorovaným při experimentech („D-2100-FL“). Ačkoliv pro konfiguraci s vyšším odporem toku poskytuje CFD modelování stále velmi přesné výsledky (průměrná relativní absolutní odchylka od naměřených hodnot činí 1,09 %), u konfigurace s nižším odporem toku jsou již výsledky značně zkreslené a predikovaná distribuce toku v porovnání s experimentálním měřením až příliš rovnoměrná. Lepších výsledků je přitom možné dosáhnout použitím numerického modelu s hodnotou faktoru vnitřního odporu blízkou nule.

Pro kompletní distribuční systémy s U-uspořádáním (konfigurace „U-1600“ a „U-1050-FL“) poskytuje nejpřesnější predikci distribuce toku zjednodušený model BJ-1976, jehož výsledky v případě konfigurace s vyšším odporem toku („U-1050-FL“) vykazují průměrnou relativní absolutní odchylku od experimentálních dat 1,35 %. Stacionární CFD model dosahuje pro dané uspořádání nižší odchylky od naměřených hodnot (1,28 %), jím predikovaná distribuce toku je ovšem v porovnání se zjednodušeným matematickým modelem rovnoměrnější a na základě použitých kritérií nerovnoměrnosti distribuce toku méně přesná. Pro konfiguraci s nižším odporem toku („U-1600“) nebyla k dispozici data z experimentálního měření, proto byly navzájem porovnávány pouze výsledky zjednodušeného analytického modelu a detailních CFD analýz. Ze srovnání obou přístupů je patrné, že CFD simulace s vyšší hodnotou faktoru vnitřního odporu (stejně jako v případě konfigurace „D-1550“) předpovídá opět velmi rovnoměrnou distribuci toku ve větveném systému. Širšího rozpětí pozorovaných hodnot objemových průtoků v trubkách, a tím přiblížení se výsledkům zjednodušeného analytického modelu BJ-1976, je podobně jako v případě CFD simulace pro konfiguraci „D-1550“ možné dosáhnout použitím výpočetního modelu s hodnotou faktoru vnitřního odporu blízkou nule.

V rámci podkapitol 4.2 až 4.5 byla vyšetřována také predikce normalizovaného tlakového rozdílu v distribučním systému, který s distribucí toku úzce souvisí. Porovnávány byly přitom výsledky zjednodušeného matematického modelu (BJ-1976) a detailních numerických simulací, jelikož měření tlaku podél hlavních kanálů nebyla součástí fyzikálního experimentu. Z obdržných výsledků vyplývá, že predikce normalizovaného rozdílu tlaku je v případě obou použitých metod výrazně odlišná, přičemž se zdá, že zjednodušený analytický model velikost změny tlakového rozdílu značně přeceňuje. Nejbližší shody výsledků oba modely dosahují pro konfiguraci „D-1550“ s nižším odporem toku, kde absolutní rozdíl predikovaných hodnot navýšení normalizovaného tlakového rozdílu činí přibližně 13,3 % v případě použití CFD simulace s hodnotou faktoru vnitřního

odporu blízkou nule. Pro konfiguraci „U-1600“ s nižším odporem toku je již rozdíl mezi výpočetními přístupy větší a pro konfigurace „D-2100-FL“, resp. „U-1050-FL“ s vyšším odporem toku tento rozdíl činí dokonce 46,0 % v případě distributoru a 83,4 % v případě U-uspořádání.

U návrhového výpočtu distribučního zařízení hraje kromě přesnosti výsledků důležitou roli výpočetní čas, za který je možné získat informace o predikci distribuce toku za daných provozních podmínek. Zjednodušené analytické modely byly vytvořeny v programu Maple [34] a jejich řešení zabralo řádově jednotky sekund. Podstatně delší bylo řešení stacionárních CFD simulací v programu ANSYS Fluent [4], které při použití 6 jader na normálním kancelářském počítači trvalo přibližně 3 až 4 hodiny. Transientní simulace (časový interval 110 s) pro konfiguraci „D-2100-FL“ byla potom řešena na výpočetním clusteru s využitím 32 jader a zabrala celkem 64 hodin.

## Kapitola 5

### Závěr

Hlavním cílem této práce bylo srovnání různých metod analýzy distribuce toku pracovní látky v distributoru a distribučním systému typu „U“. V úvodní části byla provedena rešerše současného stavu poznání, která zahrnovala nejvýznamnější publikace týkající se problematiky dělení a slučování toku pracovních látek v zařízeních procesního a energetického inženýrství. V rámci popisu zmíněných prací byla vždy uvedena zvolená metodika stanovování distribuce toku a geometrické, empirické nebo provozní parametry, u kterých byl pro danou konfiguraci distribučního systému pozorován největší vliv na rovnoměrné dělení toku do jednotlivých odtokových větví.

V souvislosti s predikcí distribuce toku ve větvených systémech byly v této práci vyšetřovány celkem čtyři konfigurace – dvě pro distributor a dvě pro distribuční systém typu „U“. Jednotlivé řešené konfigurace se navzájem lišily délkou trubkových svazků, resp. proměnnou hodnotou celkového odporu toku dílčích větví, který má zásadní vliv na rozdělení proudu pracovního média ve větveném systému. Uvažována byla vždy jedna konfigurace s nižším (méně rovnoměrná distribuce toku) a jedna konfigurace s vyšším (rovnoměrnější distribuce toku) odporem toku. Při experimentálním měření tomu odpovídalo použití uspořádání bez plováčkových průtokoměrů, resp. uspořádání s nainstalovanými plováčkovými průtokoměry, které byly zodpovědné za největší dílčí tlakovou ztrátu tekutiny při proudění v daném distribučním systému.

K predikci distribuce toku pomocí zjednodušených matematických modelů sloužily analytické kvazi-1D modely Bajury (B-1971) [8] a Bajury a Jonese (BJ-1976) [9], které jsou určeny pro použití v aplikacích s izotermní a nestlačitelnou tekutinou. Pro každé geometrické uspořádání byl v programu Maple [34] vytvořen vlastní zjednodušený matematický model, který zahrnoval individuální výpočet, příp. volbu hodnot potřebných koeficientů distribuce toku. Výstupem řešených analytických modelů byl normalizovaný průtok v trubkách a normalizovaný průtok v distributoru, resp. normalizovaný tlakový rozdíl ve větveném systému. Vedle zjednodušených matematických modelů byla distribuce toku v distribučních systémech vyšetřována také pomocí výpočtové dynamiky tekutin, kde bylo v příslušných numerických úlohách přistoupeno k virtuální náhradě části délky trubkového svazku pomocí přístupu porézní zóny, díky kterému mohly být řešeny geometrie částečně zkráceny, což se projevilo také na kratších výpočetních časech. V prostředí programu ANSYS Fluent [4] byly pro jednotlivé konfigurace napočítány stacionární (ustálené) simulace proudění, přičemž pro konfiguraci distributoru s vyšším odporem toku byla provedena také nestacionární (časově závislá) simulace proudění, jejímž cílem bylo ověřit správnost výsledků obdržných pomocí stacionární simulace. Pro experimentální ověření matematických modelů byla vyrobena dvojice testovacích distributorů. Měření distribuce toku probíhalo při rychlostech prou-

dění v trubkách, kterých je standardně dosahováno i v průmyslové praxi. Jako pracovní látka byla použita voda při pokojové teplotě.

Za účelem statistického vyhodnocení dosažených výsledků byla použita celkem tři různá kritéria, jejichž kombinace zaručovala dostatečně komplexní popis zkoumaných distribučních systémů a srovnání různých metod predikce distribuce toku. Z porovnání výsledků jednotlivých výpočetních postupů vyplývá, že nejlepšího kompromisu mezi přesností predikce distribuce toku a potřebným výpočetním časem dosahují zjednodušené analytické modely.

Pro uspořádání s vyšším odporem toku („D-2100-FL“ a „U-1050-FL“) poskytuje nejpřesnější predikci distribuce pracovní látky v prostém distributoru model B-1971. Pro distribuční systém typu „U“ je nejvhodnější volbou vývojově mladší model BJ-1976. Výsledky stacionárních CFD simulací jsou pro konfigurace s vyšším odporem toku ve srovnání s výsledky zjednodušených matematických modelů jen o něco málo přesnější, získání informací o úrovni nerovnoměrnosti rozdělení toku ale vyžaduje podstatně delší výpočetní časy.

U konfigurací s nižším odporem toku („D-1550“ a „U-1600“) podávají nejpřesnější výsledky opět zjednodušené analytické modely (B-1971 v případě distributoru a B-1976 v případě distribučního systému typu „U“). Řešení CFD simulací u těchto konfigurací naopak vede již na značně nepřesný odhad průtoků v trubkách. Lepších výsledků – byť stále ne tak přesných jako v případě zjednodušených analytických modelů – je přitom u vyšetřovaných distribučních systémů možné dosáhnout použitím numerického modelu, v němž je faktor vnitřního odporu nastaven na hodnotu blízkou nule.

Prováděnou analýzu distribuce toku by šlo dále zpřesnit například použitím transientního CFD modelu pro distribuční systém typu „U“, který v této práci nebyl ověřován. Tímto krokem by bylo možné potvrdit nebo naopak vyvrátit, zda shoda výsledků provedené stacionární a nestacionární simulace proudění v distributoru s vyšším odporem toku nebyla jen pouhá náhoda. Jak totiž upozorňují Turek a kol. [45], stacionární řešení by v řešených případech nemuselo v dostatečné míře postihnout dynamický charakter toku média, ke kterému v distribučních systémech často dochází.

## 5.1 Budoucí práce

Aby byla analýza distribuce toku kompletní, nabízí se například vyšetřit větší rozsah hodnot klíčových parametrů distribuce toku, jmenovitě poměr plochy ku vstupní ploše distributoru,  $A_r$ , resp. součinitel odporu toku,  $H$ . Vzhledem ke značné odlišnosti predikce normalizovaného tlakového rozdílu distribučního systému pomocí zjednodušených matematických modelů a CFD simulací by bylo na místě vytvořit experimentální model, v němž by bylo zahrnuto také měření tlakového pole v hlavním kanálu. Tento komplexnější přístup by umožňoval ve větší míře prozkoumat vliv jednotlivých parametrů na rozdělení pracovní látky v zařízení, zároveň by ale nevyhnutelně vedl na přípravou i financemi mnohem náročnější fyzikální experiment.

# Seznam zdrojů

- [1] ACRIVOS, A., BABCOCK, B. D. a PIGFORD, R. L. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*. 1959, sv. 10, 1-2, s. 112–124. DOI: 10.1016/0009-2509(59)80030-0.
- [2] ANBUMEENAKSHI, C. a THANSEKHAR, M. R. Experimental investigation of header shape and inlet configuration on flow maldistribution in microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2016, sv. 75, s. 156–161. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2016.02.004.
- [3] ANSYS INC. 2021A. *ANSYS Fluent Theory Guide, Release 2021 R1*. Canonsburg: ANSYS Inc., 2021.
- [4] ANSYS INC. 2021B. *ANSYS Fluent User's Guide, Release 2021 R1*. Canonsburg: ANSYS Inc., 2021.
- [5] ANSYS INC. 2021C. *ANSYS SpaceClaim, Release 2021 R1*. Canonsburg: ANSYS Inc., 2021.
- [6] ANSYS INC. 2021D. *ANSYS Fluent Meshing, Release 2021 R1*. Canonsburg: ANSYS Inc., 2021.
- [7] BAILEY, B. J. Fluid Flow in Perforated Pipes. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1975, sv. 17, č. 6, s. 338–347. DOI: 10.1243/JMES\_JOUR\_1975\_017\_048\_02.
- [8] BAJURA, R. A. A model for flow distribution in manifolds. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1971, sv. 93, č. 1, s. 7–12. DOI: 10.1115/1.3445410.
- [9] BAJURA, R. A. a JONES, E. H. Flow distribution manifolds. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*. 1976, sv. 98, č. 4, s. 654–665. DOI: 10.1115/1.3448441.
- [10] BALÁŠ, M. *Kotle a výměníky tepla*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [11] BASSIOUNY, M. K. a MARTIN, H. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchangers-I U-type arrangement. *Chemical Engineering Science*. 1984, sv. 39, č. 4, s. 693–700. DOI: 10.1016/0009-2509(84)80176-1.
- [12] BLEVINS, R. D. *Applied fluid dynamics handbook*. Malabar: Kreieger Publishing Company, 2003. ISBN 1-57524-182-X.
- [13] CHEN, A. a SPARROW, E. M. Turbulence modeling for flow in a distribution manifold. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2009, sv. 52, 5-6, s. 1573–1581. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.08.006.
- [14] CHURCHILL, S. W. Friction-factor equation spans all fluid-flow regimes. *Chemical Engineering (New York)*. 1977. ISSN 00092460.

- [15] CHÝLEK, M. *Tok látek v nestandardních procesních a energetických zařízeních* [online]. Brno, 2018. [cit. 2021-17-02]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Vojtěch Turek. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=173689](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=173689).
- [16] DATTA, A. B. a MAJUMDAR, A. K. Flow distribution in parallel and reverse flow manifolds. *Topics in Catalysis*. 1980, sv. 2, č. 4, s. 253–262. DOI: 10.1016/0142-727X(80)90019-3.
- [17] DILLON, J. J., DESCH, P. B., LAI, T. S. a FLYNN, D. J. *The Nalco Guide to Boiler Failure Analysis*. 2. vyd. New York: McGraw Hill, 2011. ISBN 978-0-07-174300-6.
- [18] FACÃO, J. Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements. *Solar Energy*. 2015, sv. 120, s. 104–112. DOI: 10.1016/j.solener.2015.07.034.
- [19] FIALOVÁ, D. *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek* [online]. Brno, 2017. [cit. 2021-17-02]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Vojtěch Turek. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=149581](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=149581).
- [20] FIALOVÁ, D. a JEGLA, Z. Experimentally Verified Flow Distribution Model for a Composite Modelling System. *Energies*. 2021, sv. 14, s. 1778. DOI: 10.3390/en14061778.
- [21] FIORENTINO, M. a STARACE, G. The design of countercurrent evaporative condensers with the hybrid method. *Applied Thermal Engineering*. 2018, sv. 130, s. 889–898. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.076.
- [22] GARCÍA GUENDULAIN, J. M., RIESCO ÁVILA, J. M. a PICÓN NÚÑEZ, M. Reducing thermal imbalances and flow nonuniformity in solar collectors through the selection of free flow area ratio. *Energy*. 2020, sv. 194. DOI: 10.1016/j.energy.2020.116897.
- [23] GARCÍA GUENDULAIN, J., RIESCO AVILA, J., ELIZALDE BLANCAS, F., BELMAN FLORES, J. a SERRANO ARELLANO, J. 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*. 2018, sv. 11, č. 5, s. 1077. DOI: 10.3390/en11051077.
- [24] GONGOL, J. *Společné zapojení TČ a solárních kolektorů do topné soustavy RD* [online]. Brno, 2010. [cit. 2021-08-04]. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Jiří Pospíšil. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=29011](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29011).
- [25] HÁJEK, J. *Modelování s využitím CFD – I.* [přednáška]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2008.
- [26] IDELCHIK, I. E. *Handbook of hydraulic resistance: Second edition, revised and augmented*. 2. vyd. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1986. ISBN 0-89116-284-4.
- [27] JAZLAN, A., SREERAM, V., TOGNERI, R. a BETTAYEB, M. Time weighted model reduction of flat plate solar collectors. In: *2014 4th Australian Control Conference (AUCC)*. IEEE, 2014, s. 107–111. DOI: 10.1109/AUCC.2014.7358698.

- [28] JEGLA, Z. *Navrhování procesních a energetických systémů* [přednáška]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství, 2020.
- [29] JEGLA, Z. a FIALOVÁ, D. Development of heat and fluid flow distribution modelling system for analysing multiple-distributed designs of process and power equipment. *Chemical Engineering Transactions*. 2018, sv. 70, s. 1471–1476. DOI: 10.3303/CET1870246.
- [30] JONES, G. F. a LIOR, N. Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects. *Solar Energy*. 1994, sv. 52, č. 3, s. 289–300. DOI: 10.1016/0038-092X(94)90496-0.
- [31] KIM, S., KIM, K. a SON, C. Optimum arrangements of guide vanes in a combining header and its effect on the performance of a tubular heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2016, sv. 103, s. 1145–1155. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.04.097.
- [32] KITTO, J. B. a ROBERTSON, J. M. Effects of maldistribution of flow on heat transfer equipment performance. *Heat Transfer Engineering*. 1989, sv. 10, č. 1, s. 18–25. DOI: 10.1080/01457638908939688.
- [33] KUBO, T. a UEDA, T. On the Characteristics of Divided Flow and Confluent Flow in Headers. *Bulletin of JSME*. 1969, sv. 12, č. 52, s. 802–809. DOI: 10.1299/jsme1958.12.802.
- [34] MAPLE 2020.1. Maplesoft, a division of Waterloo Maple Inc., Waterloo, Ontario.
- [35] MARX, S. *Návrh modulového trubkového výměníku tepla* [online]. Brno, 2020. [cit. 2021-13-02]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Jegla. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=210968](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=210968).
- [36] MATEMATICKÉ VÝPOČTY V SYSTÉMU MAPLE. *Systém Maple a jeho struktura* [online]. [cit. 2021-22-04]. Dostupné z: <https://maple.maplesoft.cz/systemmaple/systemmaple.html>.
- [37] MATERIALPRO 3D. *Materiálový slovník – ABS* [online]. [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://www.materialpro3d.cz/materialovy-slovník/abs/>.
- [38] MINOCHA, N. a JOSHI, J. B. 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020, sv. 151, s. 119420. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119420.
- [39] MUELLER, A. C. Effects of some types of maldistribution on the performance of heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*. 1987, sv. 8, č. 2, s. 75–86. DOI: 10.1080/01457638708962795.
- [40] NAĐ, M., JEGLA, Z., LÉTAL, T., LOŠÁK, P. a BUŽÍK, J. Thermal load non-uniformity estimation for superheater tube bundle damage evaluation. In: *MATEC Web of Conferences*. 2018, sv. 157. DOI: 10.1051/mateconf/201815702033.
- [41] FIGFORD, R. L., ASHRAF, M. a MIRON, Y. D. Flow Distribution in Piping Manifolds. *Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals*. 1983, sv. 22, č. 4, s. 463–471. DOI: 10.1021/i100012a019.

- [42] PRUSA RESEARCH. *Průvodce materiály – ABS* [online]. [cit. 2021-24-04]. Dostupné z: <https://www.prusa3d.cz/materialy/>.
- [43] SIDDIQUI, O. K., AL ZAHRANI, M., AL SARKHI, A. a ZUBAIR, S. M. Flow Distribution in U- and Z-Type Manifolds: Experimental and Numerical Investigation. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2020, sv. 45, č. 7, s. 6005–6020. DOI: 10.1007/s13369-020-04691-4.
- [44] SMOLINSKÝ, P. *Dvoutlaký horizontální kotel na odpadní teplo (HRSG)* [online]. Brno, 2015. [cit. 2021-08-04]. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_veřejne.php?file\\_id=104342](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_veřejne.php?file_id=104342).
- [45] TUREK, V., FIALOVÁ, D. a JEGLA, Z. Efficient flow modelling in equipment containing porous elements. *Chemical Engineering Transactions*. 2016, sv. 52, s. 487–492. DOI: 10.3303/CET1652082.
- [46] TUREK, V., FIALOVÁ, D., JEGLA, Z. a KILKOVSKÝ, B. Efficient 2D model of flow distribution in dense tube bundles. *Chemical Engineering Transactions*. 2015, sv. 45, s. 1177–1182. DOI: 10.3303/CET1545197.
- [47] TUREK, V., HÁJEK, J., JEGLA, Z. a STEHLÍK, P. Optimum design of fluid distribution systems in heat exchangers. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*. 2011, sv. 6, č. 5, s. 750–759. DOI: 10.1002/apj.516.
- [48] WANG, J. Theory of flow distribution in manifolds. *Chemical Engineering Journal*. 2011, sv. 168, č. 3, s. 1331–1345. DOI: 10.1016/j.cej.2011.02.050.
- [49] WANG, J., GAO, Z., GAN, G. a WU, D. Analytical solution of flow coefficients for a uniformly distributed porous channel. *Chemical Engineering Journal*. 2001, sv. 84, č. 1, s. 1–6. DOI: 10.1016/S1385-8947(00)00263-1.
- [50] XIE, J., SHAO, Y., XU, Y., YANG, J. a ZHANG, S. Structural Optimizations of U- and Z-Type Manifolds for Uniform Flow Distribution by Applying an Increaser and Baffle Plates. *Chemical Engineering and Technology*. 2015, č. 12, s. 2217–2225. DOI: 10.1002/ceat.201400412.

# Seznam použitých symbolů a zkratek

## Seznam symbolů

$A$	pomocný součinitel při výpočtu součinitele tření, –
$A_1$	pomocný součinitel při výpočtu normalizovaného tlakového rozdílu podél hlavního kanálu distributoru, –
$A_2$	pomocný součinitel při výpočtu normalizovaného tlakového rozdílu podél hlavního kanálu distributoru, –
$A_C$	plocha příčného průřezu hlavního kanálu kolektoru, $m^2$
$A_D$	plocha příčného průřezu hlavního kanálu distributoru, $m^2$
$A_{D,1}$	plocha příčného průřezu hlavního kanálu distributoru v místě před kontrolním objemem, $m^2$
$A_{D,2}$	plocha příčného průřezu hlavního kanálu distributoru v místě za kontrolním objemem, $m^2$
$A_r$	poměr celkové výstupní plochy trubek a vstupní plochy hlavního kanálu distributoru, –
$A_T$	plocha příčného průřezu trubky, $m^2$
$A_{T,1}$	plocha příčného průřezu rozšířeného úseku trubky, $m^2$
$A_{T,2}$	plocha příčného průřezu zúženého úseku trubky, $m^2$
$B$	pomocný součinitel při výpočtu součinitele tření, –
$B_1$	pomocný součinitel při výpočtu normalizovaného tlakového rozdílu podél hlavního kanálu distributoru, –
$B_2$	pomocný součinitel při výpočtu normalizovaného tlakového rozdílu podél hlavního kanálu distributoru, –
$C$	Courantovo číslo, –
$C_2$	faktor vnitřního odporu, $m^{-1}$
$C_C$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu zúžení průměru trubek, –
$C_E$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu rozšíření průměru trubek, –
$C_i$	označení $i$ -tého místního odporu, –
$C_{r1}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu změny směru proudění na vstupu do plováčkového průtokoměru, –
$C_{r2}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu protékání perforovanou destičkou, –
$C_{r3}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu obtékání tělesa plováku, –
$C_{r4}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu změny směru proudění na výstupu z plováčkového průtokoměru, –

$C_{TC}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu otáčení proudu z trubek do hlavního kanálu, –
$C_{TD}$	koeficient místní tlakové ztráty z důvodu otáčení proudu z hlavního kanálu do trubek, –
$D_C$	průměr hlavního kanálu kolektoru, m
$D_D$	průměr hlavního kanálu distributoru, m
$D_h$	hydraulický průměr, m
$D_T$	průměr trubky, m
$f$	Darcyho součinitel tření, –
$f_C$	Darcyho součinitel tření v hlavním kanálu kolektoru, –
$f_D$	Darcyho součinitel tření v hlavním kanálu distributoru, –
$f_T$	Darcyho součinitel tření v trubkách, –
$H$	odpor toku, –
$H_{\text{mod}}$	modifikovaný součinitel odporu toku, –
$k$	kinetická energie turbulence, $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}$
$K$	souhrnný koeficient místních tlakových ztrát v trubkovém svazku, –
$L_C$	délka hlavního kanálu kolektoru, m
$L_D$	délka hlavního kanálu distributoru, m
$L_T$	délka trubky, m
$m$	souhrnný parametr distribuce toku použitý v práci Bassiounyho a Martina, –
$M_1$	souhrnný koeficient hybnosti pro distributor, –
$M_2$	souhrnný koeficient hybnosti pro kolektor, –
$N$	počet větví distribučního systému, –
$NU$	kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku ( <i>non-uniformity</i> ), %
$\bar{p}$	střední hodnota statického tlaku v kontrolním objemu, Pa
$p_C$	statický tlak v hlavním kanálu kolektoru, Pa
$p_D$	statický tlak v hlavním kanálu distributoru, Pa
$p_{D,1}$	statický tlak v místě před kontrolním objemem, Pa
$p_{D,2}$	statický tlak v místě za kontrolním objemem, Pa
$p_r$	tlak okolí, Pa
$Q_{\text{exp},i}$	objemový průtok v $i$ -té trubce naměřený během experimentálního měření, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$Q_N$	normalizovaný průtok v hlavním kanálu distributoru, –
$Q_{T,i}$	objemový průtok v $i$ -té trubce, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$Q_{T,\text{id}}$	ideální objemový průtok jednou trubkou, $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
$RAD$	relativní absolutní odchylka ( <i>relative absolute deviation</i> ), %
$Re$	Reynoldsovo číslo, –
$RSD$	kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku ( <i>relative standard deviation</i> ), %
$Rz$	součet výšky nejvyššího výstupku profilu a hloubky nejnižší prohlubně profilu v rozsahu měřené základní délky, $\mu\text{m}$
$v$	střední rychlost proudění ve výpočtové doméně, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$v_{tr}$	třecí rychlost proudění na nejbližší stěně, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

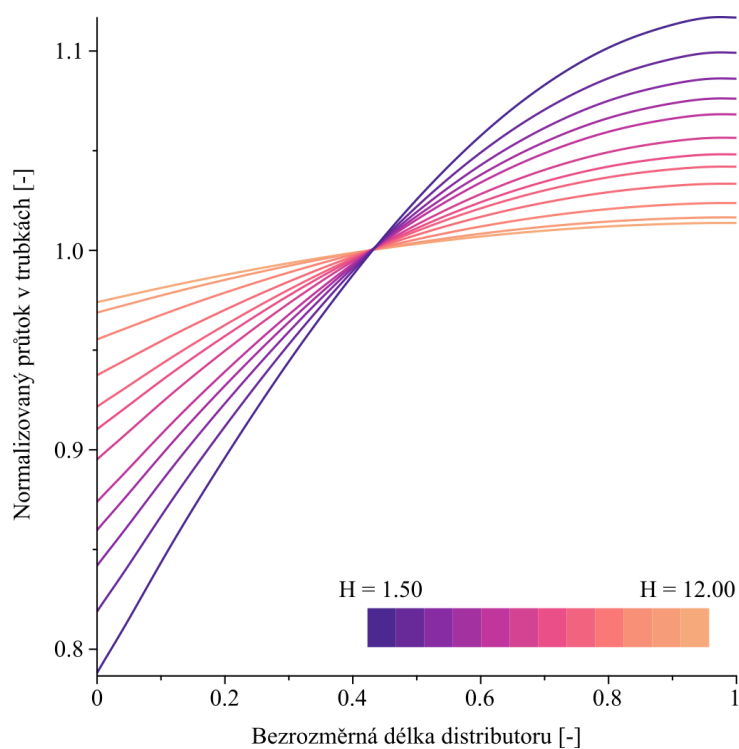
$v_C$	střední rychlost v hlavním kanálu kolektoru, $m \cdot s^{-1}$
$v_D$	střední rychlost v hlavním kanálu distributoru, $m \cdot s^{-1}$
$v_{D,1}$	střední rychlost v hlavním kanálu distributoru v místě před kontrolním objemem, $m \cdot s^{-1}$
$v_{D,2}$	střední rychlost v hlavním kanálu distributoru v místě za kontrolním objemem, $m \cdot s^{-1}$
$v_{N,D}$	normalizovaná rychlost v hlavním kanálu distributoru, –
$v_T$	střední rychlost v trubce, $m \cdot s^{-1}$
$v_{T,1}$	střední rychlost v rozšířeném úseku trubky, $m \cdot s^{-1}$
$v_{T,2}$	střední rychlost v zúženém úseku trubky, $m \cdot s^{-1}$
$v_x$	x-ová složka rychlosti na vstupu do trubky, $m \cdot s^{-1}$
$v_y$	y-ová složka rychlosti na vstupu do trubky, $m \cdot s^{-1}$
$x$	bezrozměrná délková souřadnice délky hlavního kanálu, –
$y$	vzdálenost centroidu stěnové buňky od nejbližší stěny, m
$y^+$	bezrozměrná vzdálenost od stěny, –
$\alpha$	permeabilita, $m^2$
$\gamma_D$	koeficient nárůstu statického tlaku, –
$\Delta n$	šířka porézní zóny, m
$\Delta p$	tlaková ztráta, Pa
$\Delta p_N$	normalizovaný tlakový rozdíl, Pa
$\Delta t$	časový krok, s
$\Delta x$	délka buňky ve směru rychlosti proudění, m
$\epsilon$	rychlost disipace kinetické energie turbulence, $m^2 \cdot s^{-3}$
$\epsilon_a$	absolutní drsnost povrchu, m
$\theta_C$	koeficient změny hybnosti v hlavním kanálu kolektoru, –
$\theta_D$	koeficient změny hybnosti v hlavním kanálu distributoru, –
$\mu$	dynamická viskozita pracovního média, Pa·s
$\rho$	hustota pracovního média, $kg \cdot m^{-3}$
$\Phi_1$	souhrnný koeficient tření pro distributor, –
$\Phi_2$	souhrnný koeficient tření pro kolektor, –
$\sigma_C$	souhrnný koeficient slučování toku v kolektoru použitý v práci Kuba a Uedy, –
$\sigma_D$	souhrnný koeficient dělení toku v distributoru použitý v práci Kuba a Uedy, –

**Seznam zkratk**

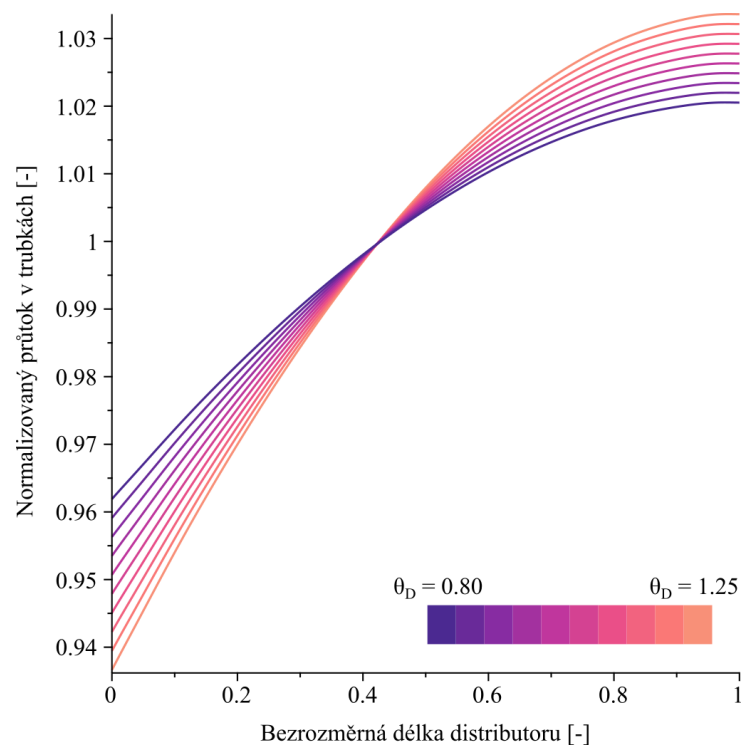
ABS	akrylonitrilbutadienstyren
CFD	<i>computational fluid dynamics</i> (výpočetní dynamika tekutin)
EWT	<i>enhanced wall treatment</i> (stěnová funkce turbulentního modelu)
FDM	<i>fused deposition modeling</i>
FL	plováčkový průtokoměr
HRSG	<i>heat recovery steam generator</i> (kotel na odpadní teplo)
ID	identifikační číslo konfigurace výpočetní sítě
IL	<i>inflation layers</i> (stěnové buňky)
PIV	<i>particle image velocimetry</i> (integrální laserová anemometrie)
PJ	<i>porous jump</i> (porézní skok)
SIMPLE	<i>semi-implicit method for pressure linked equations</i>

## Příloha A

# Citlivostní analýza pro distributor



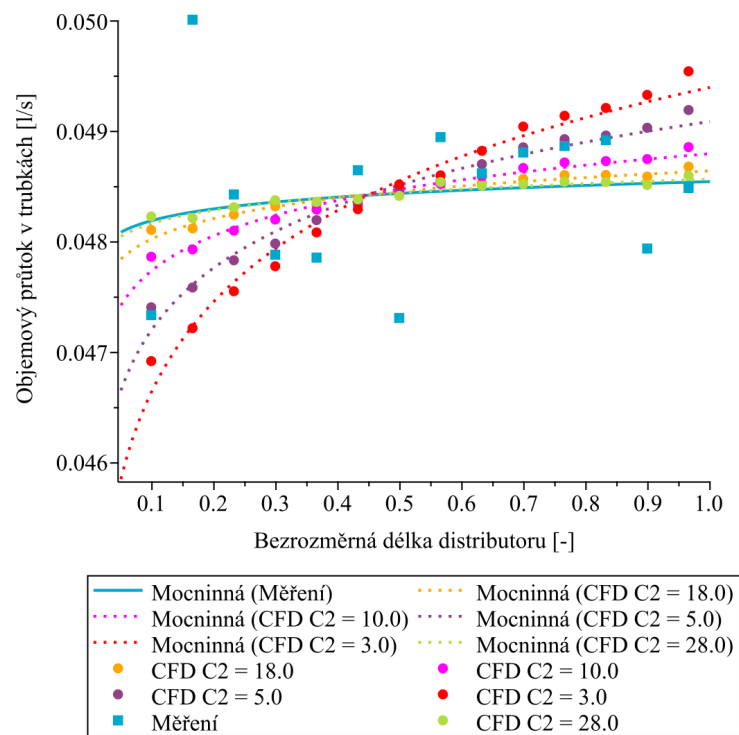
**Obrázek A.1.** Parametrická analýza pro konfiguraci „D-2100-FL“: závislost distribuce toku na parametru  $H$ .



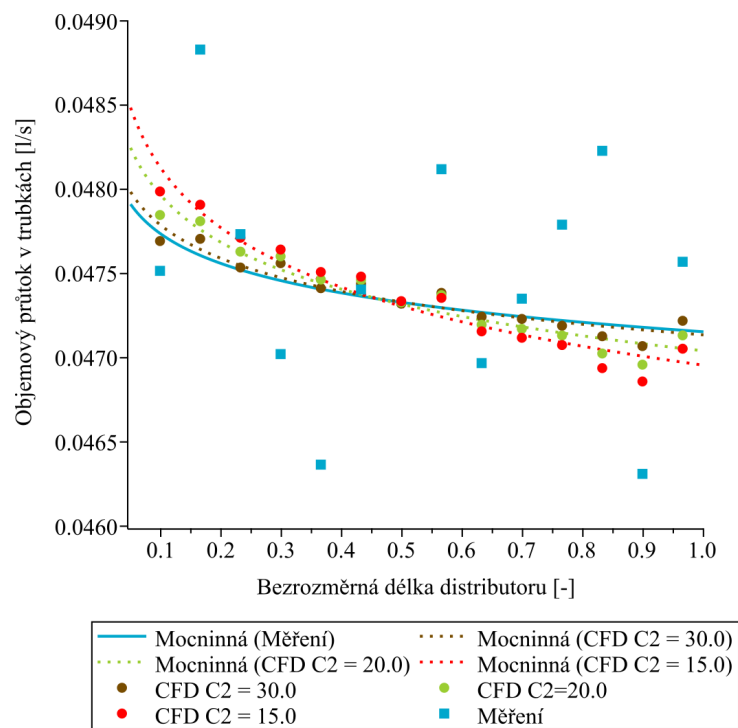
**Obrázek A.2.** Parametrická analýza pro konfiguraci „D-2100-FL“: závislost distribuce toku na parametru  $\theta_D$ .

## Příloha B

# Nastavení faktoru vnitřního odporu



**Obrázek B.1.** Iterační výpočet faktoru vnitřního odporu,  $C_2$ , pro konfiguraci „D-2100-FL“ s plováчковými průtokoměry. Konečná hodnota koeficientu byla stanovena na  $28,0 \text{ m}^{-1}$ .



**Obrázek B.2.** Iterační výpočet faktoru vnitřního odporu,  $C_2$ , pro konfiguraci „U-1050-FL“ s plováчковými průtokoměry. Konečná hodnota koeficientu byla stanovena na  $30,0 \text{ m}^{-1}$ .