



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# VÝZKUM SYSTÉMŮ PRO ZAJIŠTĚNÍ KVALITY PROSTŘEDÍ V KABINĚ AUTOMOBILU

RESEARCH OF SYSTEMS FOR PROVIDING THE QUALITY OF THE ENVIRONMENT IN THE CAR CABIN

## DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jan Šíp

## ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. František Lízal, Ph.D.

BRNO 2023



## **ABSTRAKT**

Udržováním kvality vnitřního prostředí, zejména tepelného komfortu a vnitřní kvality vzduchu v kabinách automobilů, předcházíme dopravním nehodám. Tepelný komfort může mít vliv na kognitivní funkce důležité zejména pro řidiče. Mezi ně patří koncentrace, pozornost či rychlost rozhodování. Je známo, že nesprávná teplota v kabině automobilu patří mezi nejčastější faktory způsobující dopravní nehody. Jedním z faktorů vnitřní kvality prostředí je vnitřní kvalita vzduchu. Ta je vlivem silničního provozu negativně ovlivněna výfukovými plyny a částicemi z otěru pneumatik, které se během větrání dostávají do prostoru kabiny. Tomu lze předejít využitím systému recirkulace a opětovné filtrace vzduchu, u kterého se nepřivádí venkovní vzduch, ale jedná se o uzavřený oběh. Nevýhodou systému recirkulace jsou vyšší koncentrace CO<sub>2</sub>, což může způsobovat nadměrnou únavu.

Dizertační práce se zabývá vlivem různých systémů větrání na vnitřní kvalitu prostředí, tj. tepelný komfort a vnitřní kvalitu vzduchu. Dílčím faktorem tepelného komfortu je rychlost proudění vzduchu, která byla v rámci této práce zkoumaná v prostoru za vyústkou.

Pro měření proudového pole za automobilovou vyústkou byla použita metoda termoanemometrie. Experimentální výsledky byly doplněny o CFD analýzu. Tepelný komfort v kabině automobilu byl stanoven pomocí CFD, a to pro tři různé systémy větrání (směšovací, podlahové a stropní). Kromě klasického uspořádání interiéru byl předmětem zájmu i flexibilní interiér, u kterého jsou přední sedadla otočena proti směru jízdy. Kvalita vzduchu pro jednotlivé systémy větrání byla posuzovaná taktéž na základě CFD, konkrétně byl využit index stáří vzduchu.

Výzkum proudového pole potvrdil platnost využití empirického vztahu dle Rajaratnama pro určení poklesu osově rychlosti na reálnou automobilovou vyústku. Dále byla ověřena přesnost metod modelování turbulence Reynolds-averaged Navier–Stokes a Large Eddy Simulation, a to na základě všech sledovaných kritérií (úhly směřování, pokles osově rychlosti, rychlostní profily a porovnání intenzity turbulence). Studie tepelného komfortu poukazují na vhodnost použití stropního systému větrání pro letní podmínky, naopak v zimních podmínkách lze doporučit přívod vzduchu podlahovými vyústkami. Z pohledu indexu stáří vzduchu je nejvhodnější stropní větrání pro zimní podmínky. V letních podmínkách jsou hodnoty indexu stáří vzduchu u jednotlivých konceptů větrání velice podobné pro oba typy interiéru.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Výpočetní mechanika tekutin, termoanemometrie, tepelný manekýn, automobilová vyústka, rychlostní pole, kabina automobilu, tepelný komfort, kvalita prostředí, vnitřní kvalita vzduchu, stáří vzduchu.

## **ABSTRACT**

Optimal conditions of indoor environmental quality, especially thermal comfort and indoor air quality, are important because they lead to the active safety of passengers. Long-term exposure to inconvenient temperatures may cause thermal stress and negatively affects the driver's cognitive functions. These include important abilities of drivers, such as concentration, vigilance, speed of decision-making and others. The inappropriate temperature in the cabin is one of the most dangerous factors causing car crashes. Air indoor quality is negatively affected by exhaust gases or particles from tire wear, which enter the car cabin during ventilation. This can be prevented by using an air recirculation system which does not supply outside air, but it is a closed circuit. This mode, however, causes high CO<sub>2</sub> concentration in the cabin which can lead to excessive fatigue.

This thesis deals with the influence of different ventilation systems on indoor environmental quality, i. e. thermal comfort and indoor air quality. A partial factor of thermal comfort is the flow field which was investigated downstream of a benchmark automotive vent.

CFD was applied to determine the flow field downstream of a vent. The results were validated by experimental data acquired by Constant Temperature Anemometry. CFD has been also used for the evaluation of the thermal comfort of three novel ventilation systems (mixing, ceiling and floor ventilation). The results were validated by experimental data acquired by thermal manikin and climate chamber. Indoor air quality has been evaluated based on the Age of Air.

The analytical empirical equation by Rajaratnam can be successfully used also to determine the throw of the jet, which is favorable, especially in light of the fact that both computational methods were not very accurate in velocity decay predictions. The Large Eddy Simulation and Reynolds-averaged Navier–Stokes method are suitable for evaluating the flow field downstream of the automotive vent. The diagrams of comfort zones were evaluated for all regimes based on equivalent temperatures. The best performance in terms of the highest level of human comfort was achieved by the ceiling ventilation in the summer conditions and by the floor ventilation in the winter conditions. From the point of view of the Age of Air, the ceiling air ventilation system is the most suitable for the winter conditions. In the summer conditions the Age of Air values for individual air ventilation concepts are very similar for both interior types.

## **KEYWORDS**

Computational Fluid Dynamics, Constant Temperature Anemometry, thermal manikin, automotive vent, velocity field, car cabin, thermal comfort, Indoor Environmental Quality, Indoor Air Quality, Age of Air

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŠÍP, Jan. Výzkum systémů pro zajištění kvality prostředí v kabině automobilu. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137891>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce František Lízal.

## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem předkládanou dizertační práci *Výzkum systému pro zajištění kvality prostředí v kabině automobilu* vypracoval samostatně pod vedením svého školitele doc. Ing. Františka Lízala, Ph.D. (dříve prof. Ing. Miroslava Jíchy, CSc.) za použití podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 31. 3. 2023

Jan Šíp

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych rád poděkoval svému školiteli doc. Ing. Františku Lízalovi, Ph.D. za vytvoření vhodných podmínek během doktorského studia, za podporu a za dodání potřebné míry entuziasmu zejména v závěru studia. Za cenné rady a pragmatický přístup děkuji prof. Ing. Miroslavu Jíchovi, CSc., který byl mým školitelem v počátku studia. Poděkování patří také doc. Ing. Bc. Janu Fišerovi, Ph.D., mému školiteli specialistovi, zejména za odborné vedení v oblasti tepelného komfortu.

Dále bych chtěl poděkovat Ing. Barboře Řehák Kopečkové, hlavní řešitelce projektu Themasy Zéta, v rámci kterého byla vytvořena maketa kabiny automobilu. Virtuální model kabiny a fyzické distribuční prvky vznikly v rámci projektu Národního centra kompetence Josefa Božka pod vedením doc. Ing. Bc. Jana Fišera, Ph.D. Poděkování patří i spoluřešitelům obou výše uvedených projektů, zejména pak Ing. Janu Pokornému, Ph.D., Ing. Ondřeji Pechovi, Ph.D. a Ing. Róbertu Tomovi. Odbornými radami v oblasti CFD simulací přispěl k této práci Ing. Jakub Elcner, Ph.D. Za experimentální určení radiačních vlastností plexiskla bych chtěl poděkovat Ing. Lukáši Kejíkovi z CEITEC VUT.

Poděkování patří všem kolegům z Odboru termomechaniky a techniky prostředí.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat i své rodině za podporu během studia. Poděkování patří i Tobě!

Jan Šíp



# OBSAH

<b>ÚVOD</b> .....	<b>13</b>
<b>1 KVALITA VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ</b> .....	<b>15</b>
1.1 Tepelný komfort.....	17
1.1.1 Teplota lidského těla .....	19
1.1.2 Tepelná bilance lidského těla.....	20
1.1.3 Termofyziologické reakce člověka na okolní prostředí .....	22
1.1.4 Hodnocení tepelného komfortu.....	24
1.1.5 Hodnocení tepelného komfortu.....	33
1.1.6 Tepelný manekýn .....	33
1.2 Vnitřní kvalita vzduchu.....	36
1.2.1 Hodnocení kvality vzduchu.....	37
<b>2 TEORIE PROUDĚNÍ Z VYÚSTEK</b> .....	<b>39</b>
2.1 Popis proudění vzduchu – turbulentní volný izotermní kruhový proud .....	39
2.1.1 Hranice proudu.....	40
2.1.2 Pokles osové rychlosti .....	41
2.2 Turbulentní stěnový proud.....	43
<b>3 VÝPOČETNÍ MECHANIKA TEKUTIN</b> .....	<b>45</b>
3.1 Základní rovnice CFD .....	45
3.1.1 Turbulence a její modelování.....	46
3.1.2 Modelování turbulence .....	48
3.1.3 Modelování indexu stáří vzduchu.....	50
3.2 Verifikace a validace .....	51
<b>4 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ</b> .....	<b>53</b>
4.1 Proudění vzduchu.....	53
4.2 Tepelný komfort.....	68
4.3 Kvalita vzduchu .....	73

<b>5</b>	<b>ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ KRITICKÉ REŠERŠE.....</b>	<b>79</b>
5.1	Proudění vzduchu.....	79
5.2	Tepelný komfort.....	81
5.3	Kvalita vzduchu .....	81
<b>6</b>	<b>PODSTATA, CÍLE A PŘÍNOS DIZERTAČNÍ PRÁCE.....</b>	<b>83</b>
6.1	Podstata.....	83
6.2	Cíle.....	83
6.3	Přínos.....	84
<b>7</b>	<b>ODŮVODNĚNÍ NUTNOSTI A POTŘEBNOSTI ŘEŠENÍ DANÉ PROBLEMATIKY V DANÉM ČASE.....</b>	<b>85</b>
7.1	Tepelný komfort.....	85
7.2	Kvalita vzduchu .....	86
<b>8</b>	<b>VĚDECKÉ OTÁZKY.....</b>	<b>87</b>
<b>9</b>	<b>ANALÝZA PROUDOVÉHO POLE ZA AUTOMOBILOVOU VYÚSTKOU... ..</b>	<b>89</b>
9.1	Stručný popis řešeného problému.....	90
9.1.1	Popis vyústky, definice souřadného systému.....	91
9.1.2	Úhly směřování.....	92
9.1.3	Charakteristika proudu .....	93
9.2	Použité vědecké metody.....	97
9.2.1	CTA .....	97
9.2.2	Kouřová vizualizace.....	97
9.2.3	CFD .....	98
9.3	Výsledky .....	100
9.3.1	Úhly směřování.....	100
9.3.2	Pokles osově rychlosti.....	102
9.3.3	Rychlostní profily.....	102
9.4	Diskuze .....	104
9.4.1	Úhly směřování.....	104
9.4.2	Rychlostní profily a pokles osově rychlosti.....	105
9.4.3	Intenzita turbulence.....	109

9.5	Omezení.....	110
9.6	Shrnutí .....	111
<b>10</b>	<b>KABINA AUTOMOBILU.....</b>	<b>115</b>
10.1	3D model makety	116
10.1.1	Koncepty větrání .....	117
10.2	Konstrukce fyzické makety .....	123
<b>11</b>	<b>EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ TEPELNÉHO KOMFORTU V KABINĚ AUTOMOBILU .....</b>	<b>125</b>
11.1	Popis experimentu, měřicí metody .....	126
11.2	Letní případ .....	127
11.2.1	Vyhodnocení letního testu.....	128
11.3	Zimní případ.....	129
11.3.1	Vyhodnocení zimního testu.....	130
11.4	Shrnutí .....	131
<b>12</b>	<b>VALIDACE NUMERICKÉHO ŘEŠENÍ .....</b>	<b>133</b>
12.1	Kalibrace virtuálního tepelného manekýna .....	133
12.1.1	Tepelný odpor tepelného manekýna .....	134
12.1.2	Proces virtuální kalibrace a jeho vyhodnocení.....	135
12.2	Nastavení CFD výpočtu validačních případů .....	138
12.2.1	Fyzika.....	138
12.2.2	Výpočetní síť .....	140
12.3	Letní případ .....	141
12.3.1	Srovnání obou přístupů.....	142
12.4	Zimní případ.....	144
12.4.1	Srovnání obou přístupů.....	144
12.5	Test nezávislosti sítě CFD řešení.....	146
12.6	Diskuze k vyhodnocení validačních případů.....	147
<b>13</b>	<b>CFD ANALÝZA VLIVU KONCEPTŮ VĚTRÁNÍ NA TEPELNÝ KOMFORT .</b>	<b>149</b>
13.1	Vliv posádky .....	149
13.2	Definice modelových scénářů .....	151

13.3	Nastavení CFD.....	152
13.3.1	Fyzika.....	152
13.3.2	Síť.....	155
13.4	Výsledky CFD analýzy .....	155
13.4.1	Léto, klasické uspořádání interiéru .....	155
13.4.2	Zima, klasické uspořádání interiéru .....	158
13.4.3	Léto, flexibilní uspořádání interiéru.....	159
13.4.4	Zima, flexibilní uspořádání interiéru.....	161
13.5	Diskuze k CFD analýze tepelného komfortu.....	162
13.5.1	Léto, klasické uspořádání interiéru .....	162
13.5.2	Zima, klasické uspořádání interiéru .....	163
13.5.3	Léto, flexibilní uspořádání interiéru.....	163
13.5.4	Zima, flexibilní uspořádání interiéru.....	164
<b>14</b>	<b>HODNOCENÍ KVALITY VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ VZDUCHU V KABINĚ AUTOMOBILU.....</b>	<b>167</b>
14.1	CFD studie .....	167
14.1.1	Letní podmínky, klasický interiér.....	168
14.1.2	Letní podmínky, flexibilní interiér.....	169
14.1.3	Zimní podmínky, klasický interiér.....	171
14.1.4	Zimní podmínky, flexibilní interiér .....	173
14.2	Diskuze k hodnocení IAQ na základě indexu AoA .....	174
<b>15</b>	<b>MOŽNÝ SMĚR DALŠÍHO VÝZKUMU .....</b>	<b>177</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>179</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>181</b>
	<b>SEZNAM VLASTNÍ PUBLIKAČNÍ ČINNOSTI A OSTATNÍCH VAV VÝSLEDKŮ ... .....</b>	<b>201</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....</b>	<b>203</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ.....</b>	<b>211</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>216</b>
	<b>PŘÍLOHA A.....</b>	<b>221</b>

<b>PŘÍLOHA B .....</b>	<b>223</b>
<b>PŘÍLOHA C .....</b>	<b>230</b>



## ÚVOD

Tepelný diskomfort může negativně působit na kognitivní funkce posádky [1–4], mezi které řadíme např. reakční rychlost, soustředěnost či periferní vidění. To vše jsou okolnosti, které podporují tvrzení, že nesprávná teplota v kabině automobilu je třetím nejnebezpečnějším faktorem způsobujícím dopravní nehody [5]. Nesprávná teplota v kabině dopravních prostředků, zejména pak horko a s tím spojená únava, má podíl na zvýšené nehodovosti řidičů dopravních prostředků. Čas strávený v dopravních prostředcích s ohledem na dnešní uspěchanou dobu dynamicky roste a již dnes evropský řidič stráví v průměru 1 až 2 hodiny denně v kabině automobilu [6].

Z hlediska zachování bezpečnosti cestujících je tedy nutné zajistit optimální tepelné podmínky, které jsou nejčastěji dosahovány v kabinách osobních automobilů pomocí přiváděného vzduchu o požadované teplotě. Jedná se o tzv. HVAC systémy (Heating, Ventilation and Air Conditioning). Hlavními faktory prostředí, jež mají vliv na tepelný komfort lidského organismu, jsou teplota vzduchu, relativní vlhkost, rychlost proudění a střední radiační teplota [7]. HVAC systémy nezajišťují pouze tepelný komfort, plní navíc i funkci odmlžování a odmrazování skel, čímž zajišťují dostatečný výhled z vozidla [8–13]. Chceme-li se zabývat tepelným komfortem v kabině automobilu, pozornost musí být upřena i na proudové pole, které je ovlivněno tvarem a konstrukčním provedením přívodních kanálů a vyústkou – koncovým prvkem distribuční soustavy.

Pojem kvalita prostředí nezahrnuje pouze tepelnou kvalitu prostředí, ale řadíme sem i kvalitu vzduchu. Tato problematika je v dnešní době aktuální, neboť člověk tráví ve vnitřním prostředí až 90 % času [14], navíc průměrný čas strávený v kabině dopravních prostředků je u některých typů profesí až 12 hodin denně [15].

Předkládaná dizertační práce se zabývá kvantitativním zhodnocením proudového pole za automobilovou vyústkou. Computational Fluid Dynamics (CFD) simulace proudového pole s využitím metod modelování turbulence Reynolds-averaged Navier–Stokes (RANS) a Large Eddy Simulation (LES) jsou porovnávány s experimentálními daty získanými metodou termoanemometrie<sup>1</sup> (CTA<sup>2</sup>). Na benchmarkovou vyústku obdélníkového tvaru

---

<sup>1</sup> Někdy též označovaná jako žárová anemometrie (Hot Wire Anemometry)

<sup>2</sup> Constant Temperature Anemometry

s usměrňovacími prvky byla aplikována teorie turbulentního proudění. Použitá benchmarkova vyústka se vyznačuje nerovnoměrným rychlostním profilem, kdežto teorie turbulentního proudění byla odvozena pro ideální kruhovou vyústku bez usměrňovacích lamel a s rovnoměrným rychlostním profilem. Z velkého množství semi-empirických vztahů pro pokles osové rychlosti byly vybrány vhodné teoretické vztahy a následně byla ověřena jejich validita.

Podstatná část práce je věnována CFD zhodnocení tepelného komfortu v kabině automobilu pro různé systémy větrání. Kromě běžně používaného systému směšovacího přívodu vzduchu byla pozornost soustředěna na alternativní systémy větrání, zejména na způsoby vertikálního přívodu – stropní a podlahové. Tyto alternativní způsoby přívodu vzduchu mohou mít uplatnění v interiérech dopravních prostředků u automobilů s flexibilním uspořádáním interiéru, které mají potenciální využití u autonomních vozidel. CFD studie byla provedena na základě validace s experimenty za použití tepelného manekýna a klimatické komory.

Část dizertační práce se věnuje CFD studii vlivu jednotlivých konceptů větrání na vnitřní kvalitu vzduchu v kabině automobilu. K vyhodnocení vnitřní kvality vzduchu byl použit index stáří vzduchu (AoA<sup>3</sup>).

---

<sup>3</sup> Age of Air

# 1

## KVALITA VNITŘNÍHO PROSTŘEDÍ

*„If there is a pile of manure in a space, do not try to remove the odor by ventilation. Remove the pile of manure“*

– Max von Pettenkofer<sup>4</sup>

Kvalita vnitřního prostředí (IEQ<sup>5</sup>) označuje kvalitu prostředí budov, dopravních prostředků a všech vnitřních prostor určených k dlouhodobému či krátkodobému pobytu lidí, ve vztahu k tepelnému komfortu, zdraví a pohodě člověka [16]. IEQ má přímý dopad na zdraví lidí – fyzické i duševní. Tato skutečnost je umocněna faktem, že lidé tráví až 90 % času svého života právě ve vnitřním prostředí [14, 17]. Kromě zdraví má IEQ dopad a vliv na kvalitní pracovní výkon [14, 18].

**Optimální kvalita vnitřního prostředí je takový stav mikroklimatu, který vytváří člověku podmínky pro zdravý pobyt a tvořivou práci. Takový stav prostředí se nazývá pohoda prostředí [19].**

Pohoda prostředí je člověkem vnímána jako celek. Přesto některé smysly jsou natolik specifické, že rozlišujeme pohodu prostředí celého mikroklimatu a pohodu dílčí, kdy předmětem hodnocení je pouze některý, nebo některé z činitelů celkové pohody, např. pohoda prostředí aerosolová, tepelná, světelná, akustická atd. [19].

Faktory prostředí ovlivňující kvalitu vnitřního prostředí lze rozdělit do čtyř skupin (viz obr. 1.1)

- tepelný komfort<sup>6</sup>,
- vnitřní kvalita vzduchu<sup>7</sup>,
- hluk a vibrace<sup>8</sup>,

---

<sup>4</sup> (1818–1901) byl německý chemik a hygienik, zakladatel Hygienického ústavu v Mnichově v roce 1879. Mimo jiné se výraznou měrou zasadil o rozvod nezávadné pitné vody a vybudování kanalizace. V roce 1877 stanovil kritérium, dnes označováno jako Pettenkoferovo číslo, které udává maximální přípustnou koncentraci CO<sub>2</sub> obsaženou ve vnitřním vzduchu. Pettenkoferovo číslo je 0,10 % CO<sub>2</sub>, to odpovídá maximální koncentraci 1000 ppm CO<sub>2</sub>.

<sup>5</sup> Indoor Environmental Quality

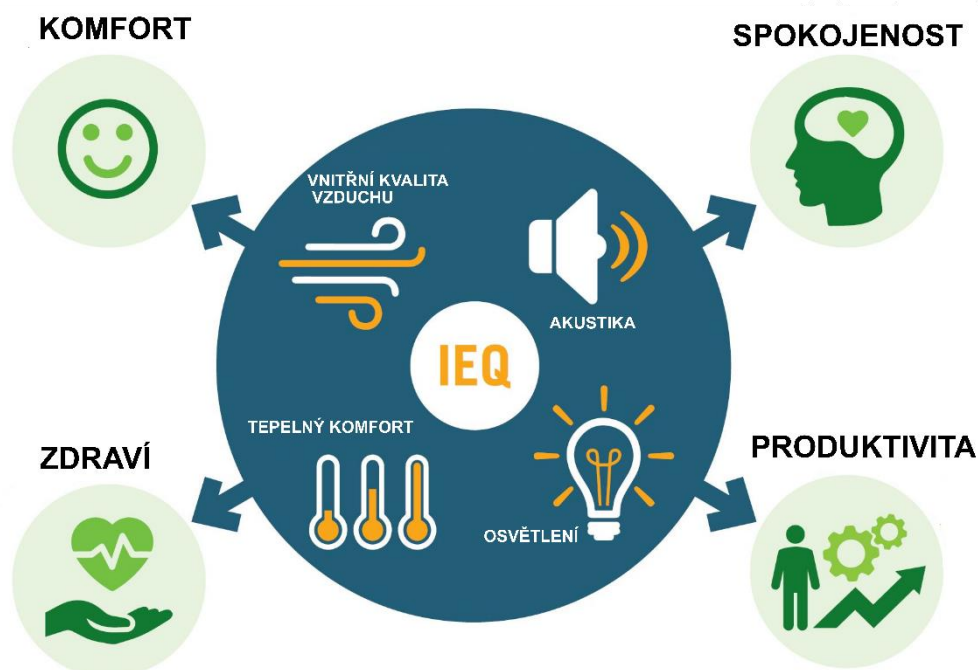
<sup>6</sup> Thermal comfort, někdy též označováno jako tepelná pohoda

<sup>7</sup> Indoor Air Quality (IAQ)

<sup>8</sup> Acoustic Environment

- osvětlení<sup>9</sup>.

Tepelný komfort a vnitřní kvalita vzduchu jsou faktory, kterými se bude podrobně zabývat tato dizertační práce. Definice a vlivy na lidský organismus budou popsány v samostatných kapitolách. Zbylé dva faktory jsou stručně shrnuty níže.



Obr. 1.1 Faktory IEQ a jejich dopad na člověka. Upraveno z [202]

## Osvětlení

**Optimální osvětlení vnitřního prostředí je nezbytnou podmínkou pro zdraví člověka, bezpečný pohyb a jeho efektivní a tvořivou práci. Požadavky na osvětlení vnitřních prostor jsou popsány v normě [20] ČSN EN 12464-1.**

Níže jsou uvedeny některé důsledky dopadu denního světla na lidský organismus a efektivitu práce nebo proces učení [21–24]:

- proces učení vykázal zlepšení o 15–23 % v učebnách s velkými okny,
- pokrok v učení o 7–26 % v místnostech s vysokou úrovní denního světla v porovnání s učebnou s nízkou úrovní denního světla,
- o 30 % zvýšená rychlost čtení při studeném bílém světle,

<sup>9</sup> Visual Environment (VE)

- průměrná délka pobytu se snížila v nemocnicích o 16–41 %, pokud byl pokoj prosvícen výrazně denním světlem.

Krátkovlnné, tzv. modré světlo, ovlivňuje cirkadiánní<sup>10</sup> cyklus a způsobuje spánkovou latenci. Tyto vlivy mají negativní dopad na kvalitu spánku a můžou způsobovat sníženou aktivitu, bdělost či snižovat kognitivní výkon [25–29].

Nevhodné světelné podmínky, kterými jsou nevhodné množství světla, odlesky či oslnění, vedou k únavě očí. Únava očí může vést k podráždění, poruchám vidění či k bolestem hlavy [30, 31].

## **Akustický komfort**

Zvuk je mechanické vlnění, který se šíří v látkovém prostředí. Z hlediska akustického komfortu je u vnitřního prostředí hodnocena prostorová akustika. Lidské ucho detekuje změnu akustického tlaku ve vzduchu a přenáší signál, související se změnami akustického tlaku do mozku, kde je vnímán jako zvuk [30].

**Jako hluk označujeme zvuky, které jsou pro člověka nežádoucí, neboť mu způsobují obtíže svými nepříjemnými, rušivými nebo škodlivými účinky, a mají pro něho zdravotní, psychické, společenské či hospodářské důsledky [32, 33].**

Hluk může mít přímý i nepřímý vliv na lidské zdraví. Dlouhodobá expozice hluku způsobuje ztrátu sluchu, která je způsobena poškozením přijímačů ve vnitřním uchu. Nepřímé dopady na lidské zdraví mohou zahrnovat fyziologické změny (změnu srdeční frekvence, krevního tlaku, produkce adrenalinu, atd.), nebo i psychologické reakce. Hluk podstatnou mírou ovlivňuje kvalitu i kvantitu spánku [30].

## **1.1 Tepelný komfort**

Pojem tepelný komfort je spojen se stavem mysli – jde o výsledek subjektivního vnímání tepelného prostředí jednotlivcem, na jehož základě vzniká hodnocení vyjadřující spokojenost/nespokojenost s tímto stavem. Tepelný komfort lze definovat následovně:

---

<sup>10</sup> Biologický rytmus s periodou okolo 20–28 hodin

**Tepelný komfort je stav mysli vyjadřující spokojenost s tepelným stavem okolního prostředí a je výsledkem subjektivního hodnocení [34, 35].**

**Dle Pulkrábka [36] lze tepelný komfort (někdy též tepelnou neutralitu) definovat jako stav, kdy prostředí odnímá člověku jeho tepelnou produkci bez výrazného (mokrého) pocení.**

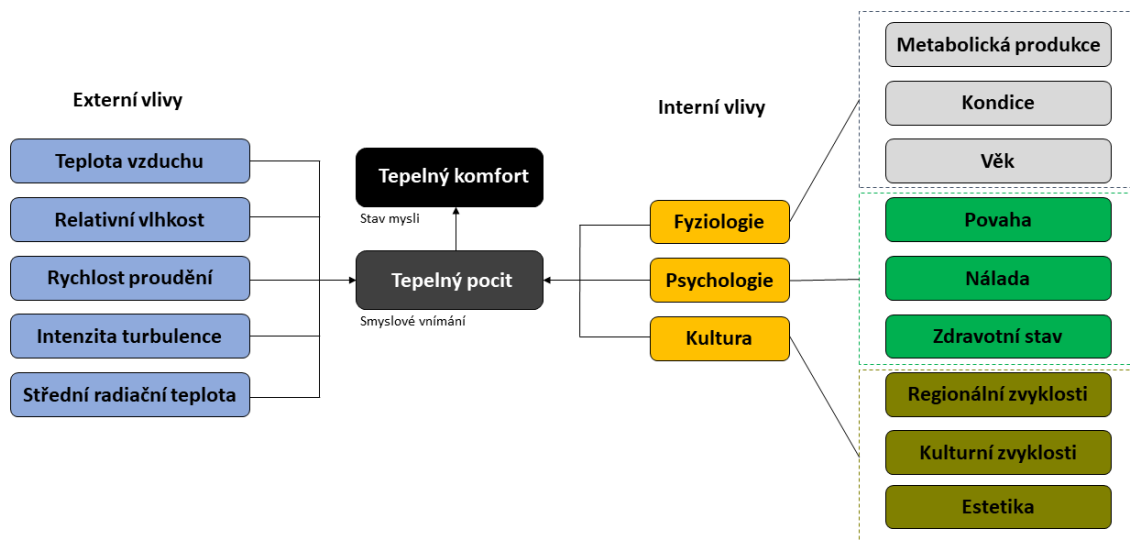
**Definice dle Cihelky [37]: tepelný komfort znamená, že je dosaženo takových tepelných poměrů, kdy člověku není chladno, ani příliš teplo – člověk se cítí příjemně.**

Základní podmínkou pro dosažení tepelného komfortu je vyrovnaná tepelná bilance systému tělo – okolí. Existuje celá řada faktorů, kterými lze ovlivnit tepelný komfort. Tyto vlivy lze dělit do dvou skupin:

- **Externí faktory** – faktory přenosu tepla
- **Interní faktory** – faktory na straně člověka

Parsons [7] uvádí šest základních faktorů, které jsou krucální pro tepelný komfort. Patří mezi ně externí faktory: teplota vzduchu, relativní vlhkost, resp. parciální tlak vodní páry, rychlost proudění, střední radiační teplota. Tyto externí faktory doplňují interní faktory: metabolická produkce tepla a tepelný odpor oděvu. Lze tedy říct, že tepelný komfort je funkcí činnosti člověka, vlastností oděvu a tepelného stavu prostředí, v němž se člověk nachází. Ostatní faktory ovlivňující tepelný komfort dle Fišera [38] jsou na obr. 1.2.

Tepelný diskomfort může mít negativní vliv na náladu, produktivitu a výkon, může dále způsobovat únavu a podrážděnost [39, 40]. Naopak pocit tepelného komfortu může potlačovat únavu, zlepšit náladu, zvýšit efektivitu práce a bezpečnost jízdy [41].



Obr. 1.2 Faktory ovlivňující tepelný komfort. Upraveno z [38]

### 1.1.1 Teplota lidského těla

Pro správné pochopení fungování lidského těla je potřebné znát podrobné informace o vývoji tělesné teploty. Nejvyšší teplotu má jádro lidského těla, odkud je teplo přenášeno pomocí proudění krve do zbylých částí – teplota od středu na povrch těla klesá, vlivem čehož má lidské tělo výrazný teplotní gradient. Normální teplota tělesného jádra (dále jen tělesná teplota) u zdravého člověka je  $36,5 \pm 0,5$  °C. Pokud se tělesná teplota nepohybuje v tomto intervalu, jde o abnormální<sup>11</sup> tělesnou teplotu. Tělesná teplota u zdravého člověka je proměnná v čase. Nejnižší teplotu u bdělého člověka naměříme mezi 5.00–6.00 h, naopak nejvyšší mezi 16.00–18.00 h [42]. Smrt u člověka nastává při teplotě tělesného jádra 42 °C [30]. Střední teplota pokožky lidského těla je 33 °C [7].

<sup>11</sup> Abnormální teplota se dle dostupné literatury nejčastěji dělí následovně [38, 49]:

**Zvýšená teplota** (subfebrilní): 37–37,9 °C

**Horečka** (febrilie) nad 38 °C

**Hyperpyrexie** 40–41 °C

**Subnormální teplota** pod 36 °C

**Hypotermie:** 35–33 °C

Chceme-li určit střední povrchovou teplotu pokožky v závislosti na metabolické produkci platí vztah dle Fangera [38, 43]:

$$\bar{t}_S = 35,7 - 0,0275 \cdot (M - W) \quad (1.1)$$

kde:

$\bar{t}_S$	[°C]	střední povrchová teplota pokožky,
$M$	[W·m <sup>-2</sup> ]	měrná energetická produkce metabolismu,
$W$	[W·m <sup>-2</sup> ]	měrná mechanická práce.

Běžný měřicí přístroj však nesimuluje pocení, proto rovnice (1.1) při uvažování mechanismů přenosů tepla konvekce a radiace přechází do tvaru [38, 44]:

$$\bar{t}_S = 36,4 - 0,054 \cdot \dot{q}_{RC} \quad (1.2)$$

kde:

$\dot{q}_{RC}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku přenášeného radiací a konvekcí.
----------------	----------------------	--

### 1.1.2 Tepelná bilance lidského těla

Základním předpokladem pro dosažení tepelného komfortu je dosažení podmínky tepelné bilance, kdy veškeré metabolické teplo je předáváno okolí za normální tělesné teploty. Tato podmínka je nutná, nikoli postačující. Dle Chyského [45] tepelná rovnováha člověka je stav, při kterém okolí odnímá tělu právě tolik tepla, kolik jej produkuje. Tepelnou bilanci lidského těla lze vyjádřit vztahem [46]:

$$M - W = C_{res} + E_{res} + K + C + R + E + S \quad (1.3)$$

kde:

$C_{res}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku sdíleného prouděním při dýchání,
$E_{res}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku odpařováním při dýchání,
$K$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku sdíleného vedením,
$C$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku sdíleného prouděním,
$R$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku sdíleného radiací,
$E$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku odpařováním z kůže,

$S$  [ $W \cdot m^{-2}$ ] hustota tepelného toku akumulovaného v těle člověka.

Příčemž jednotlivé členy v rovnici tepelné bilance lidského těla spočteme dle [46].

## Metabolické teplo

Hodnota energetické produkce metabolismu lidského těla se rozděluje na:

- **Bazální metabolismus:** teplo produkované na základě biologických procesů v těle, které je relativně nezávislé na fyzické činnosti těla [47].
- **Svalový metabolismus:** koná-li člověk práci, v jeho těle vzniká energie. Část této energie se spotřebuje na fyzickou činnost. Zbytek je přeměněn na teplo, které je odvedeno do okolí. Není-li dodržena tepelná rovnováha lidského těla, jsou aktivovány termoregulační systémy těla.

Celkové metabolické teplo u sedícího člověka při lehké práci vztažené na průměrnou plochu lidského těla dle Du Boisova vztahu [48] ( $1,9 \text{ m}^2$ )<sup>12</sup> je  $58,2 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ , tato hodnota odpovídá  $1 \text{ met}$ <sup>13</sup>.

Tepelné rovnováha se dosahuje pomocí elementárních fyzikálních mechanismů přenosu tepla:

- Proudění (konvekce) – člověk je neustále v kontaktu s tekutinou, ať už se jedná o vzduch, anebo o vodu. Přenos tepla prouděním je přibližně 15 %<sup>14</sup> [42].
- Vedení (kondukce) – mechanismus přenosu tepla je uskutečňován prokrvením kůže a vedením tepla v tkáních. Z hlediska tepelné ztráty lidského těla (při běžné situaci) je tento mechanismus zanedbatelný. Celkový podíl ztrát vedením tepla je přibližně 3 %.
- Záření (radiace) – přenos tepla zářením (forma elektromagnetického vlnění) tvoří 60 % celkových tepelných ztrát lidského těla. Záření se emituje v infračervené oblasti s vlnovou délkou 5–20 mm [42].
- Evaporace – v případě, že je teplota okolí vyšší než teplota lidského těla, výše uvedené mechanismy začínají generovat tepelný zisk (směr tepelného toku je z okolí do lidského těla). V takovém případě se spouští mechanismus pocení. Pot se dostává na povrch kůže difúzí a sekrecí z potních žláz. K ochlazení těla dochází odpařováním potu. Evaporace je tedy jediný možný mechanismus ochlazení lidského těla, pokud je člověk vystaven okolnímu prostředí, které má vyšší teplotu, než je tělesná teplota. V prostředí s parciálním tlakem vodní páry vyšším než 6 kPa

<sup>12</sup> Odpovídá pojmu normální člověk – výška 1,75 m, hmotnost 75 kg

<sup>13</sup> met – metabolický ekvivalent, vyjadřuje hodnoty metabolismu

<sup>14</sup> Procentuální hodnota tepelných ztrát základními mechanismy přenosu tepla se vztahuje k neoblečenému, zdravému, dospělému člověku

(odpovídá teplotě rosného bodu 36 °C) není k dispozici dostatečně vysoký koncentrační gradient v soustavě pokožka – okolí a mechanismus se stává neúčinným [7, 30, 38]. K evaporaci dochází i za podmínek, kdy je teplota lidského těla nižší než teplota okolí a člověk se nepotí. A to jednak přes kůži, která není ideální izolační vrstvou, ale hlavně pomocí dýchání. Vzduch je vlhčen v alveolech až na horní mez sytosti – vzduch opouštějící plíce je nasycen vlhkostí, jeho průměrná teplota je 34 až 36 °C. Při běžných podmínkách je tepelná ztráta člověka evaporací přibližně 22 % [42].

Fyzikální principy jednotlivých mechanismů přenosu tepla jsou popsány v [42].

### 1.1.3 Termofyziologické reakce člověka na okolní prostředí

Člověk je homeoterm – teplotokrevný živočich, který disponuje schopností termoregulace. Termoregulace je schopnost organismu udržovat stálou tělesnou teplotu v čase, přestože produkce tepla, příjem i ztráty tepla jsou nestacionární [42]. Tento životně důležitý proces se obecně nazývá homeostáza. Jedná se o schopnost systému udržet stálý stav určité veličiny při proměnných okolních podmínkách [49].

#### **Mechanismy lidského těla pro úpravu přenosu tepla z těla do okolí**

Regulační centrum tělesné teploty řídí část mozku nazývaná hypotalamus. V případě, že se člověk nachází v tepelném diskomfortu, hypotalamus spustí obranné mechanismy, které mají za cíl správné fungování lidského těla v těchto podmínkách. Jde zejména o udržení stále teploty tělesného jádra, která je důležitá pro správný chod organismu. Procesy pro úpravu přenosu tepla z těla do okolí řídí konkrétně přední část hypotalamu [30]. Nachází-li se člověk v prostředí, které mu neumožňuje odvádět metabolické teplo běžnými způsoby, tělo spustí mechanismy, které upraví přenos tepla z těla do okolí. Těmito mechanismy jsou:

**Vasomotorika cév** – děj umožňující změnu příčného průřezu cév za účelem regulace přenosu tepla v soustavě tělo – okolí. Vasodilatace je proces, při kterém se zvětší příčný průřez cév, čímž dojde k navýšení krevního průtoku, vlivem kterého se zvětší tepelný tok přenášený z lidského těla do okolí. Důsledkem je snížení tělesné teploty. Naopak vasokonstrikce je děj, při kterém dojde ke snížení příčného průřezu cév, vlivem kterého dojde ke snížení tepelného toku odcházejícího z povrchu lidského těla. Důsledkem je zvýšení tělesné teploty [7, 30, 38].

**Pocení** – Při pocení se na povrch kůže dostává pot (voda obsahující ionty Na<sup>+</sup>, K<sup>+</sup> a Cl<sup>-</sup>).

Zvláštním příkladem je tzv. **behaviorální mechanismus**<sup>15</sup> – zmenšení povrchu těla (schoulení) či svalová aktivita (podupávání, tření rukou).

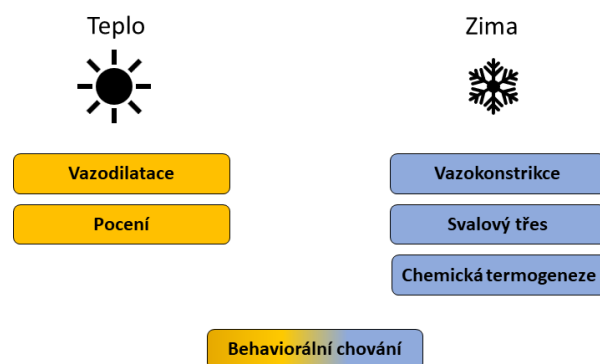
### Mechanismy pro úpravu produkce tepla v těle

Nachází-li se člověk v chladném prostředí, které mu způsobuje tělesné ztráty větší, než je metabolická produkce, zadní část hypotalamus může aktivovat tyto fyziologické procesy [30]:

**Svalový třes**<sup>16</sup> – je nejdůležitějším mechanismem pro dodatečnou tvorbu tepla u dospělých. V případě pocitu chladu se začnou stahovat kosterní svaly s frekvencí 10–20 Hz. Po dosažení kritické úrovně začíná svalový třes, jehož výsledkem je 4 až 5násobné zvýšení produkce tepla [49].

**Chemická termogeneze**<sup>17</sup> – děj, při kterém dojde ke zvýšení rychlosti metabolických přeměn, v jehož důsledku se zvýší produkce metabolického tepla nad hodnotu bazálního metabolismu, a to bez svalové aktivity [50–52]. Zdrojem energie u tohoto procesu je tzv. hnědý tuk (BAT<sup>18</sup>) nacházející se v oblasti páteře, ledvin a v podkoží na zádech [53], lze ho detekovat různými zobrazovacími metodami, jako jsou např. pozitronová emisní tomografie, výpočetní tomografie či magnetická rezonanční spektroskopie [54]. Při pokojové teplotě je celkový procentuální příspěvek na produkci tepla až 12 % [55], v mírně chladném prostředí až 59 % [56]. Podrobnější popis tohoto děje je uveden v [53, 54].

Savci žijící v tropických a arktických oblastech mají rozdílnou distribuci tuku [57], to je dáno evolučním vývojem, který hraje také významnou roli v problematice tepelného komfortu.



Obr. 1.3 Termoregulační reakce lidského těla

<sup>15</sup> Behaviorismu – myšlenkový směr zabývající se chováním, jeho pozorováním a analýzou.

<sup>16</sup> Někdy též chladový třes

<sup>17</sup> Non-shivering thermogenesis

<sup>18</sup> Brown adipose tissue

Vliv chladu na lidský organismus popsal Burton [58]. Přehled termofyziologických reakcí člověka na okolní prostředí je uveden na obr. 1.3.

#### 1.1.4 Hodnocení tepelného komfortu

V exaktních naukách, např. v technických vědách se běžně využívá měření ke kvantitativnímu popisu dané veličiny. Jinak tomu ovšem je u tepelného komfortu. Lidské tělo totiž nehodnotí tepelný stav prostředí na základě fyzikálních veličin, i když je s nimi pevně spjato, ale na základě zpracování sensorických a termofyziologických signálů podvědomými funkcemi mozku – zejména hypotalamu [38]. Tepelný komfort je funkcí několika proměnných v čase, viz kap. 1.1.2. V definici tepelného komfortu se vyskytuje pojem „stav myslí“. V tomto pojmu je zahrnuta psychologická podstata tepelného komfortu, proto je obtížné exaktně určit parametry tepelného komfortu, neboť ten je do jisté míry subjektivní záležitostí každého jedince. Ideální tepelné podmínky okolního prostředí, vedoucí k tepelnému komfortu, jsou proto vysoce individuální.

I přes výše uvedené vlastnosti tepelného komfortu, které komplikují jeho objektivní vyjádření, existuje celá řada metod/indexů pro jeho objektivní hodnocení. Jedním z prvních nástrojů na přesné hodnocení tepelného komfortu je Bedfordova stupnice, která se stala základem pro stupnici ASHRAE používanou dodnes. Srovnání obou stupnic je uvedeno v tab. 1.1.

Tab. 1.1 Srovnání stupnic pro určení tepelného komfortu

	-3	-2	-1	0	1	2	3
Bedford	Velmi chladno	Chladno	Příjemně chladno	Příjemně	Příjemně teplo	Teplo	Velmi teplo
ASHRAE	Zima	Chladno	Mírně chladno	Neutrálně	Mírně chladno	Teplo	Horko

Průkopníkem v oblasti tepelného komfortu se stal dánský vědec Ole Fanger, který v 70. letech minulého století specifikoval faktory ovlivňující tepelný komfort ve vnitřním prostředí budov. Fanger dále definoval indexy tepelného komfortu, které jsou následující:

- předpověď středního tepelného pocitu (index PMV<sup>19</sup>),
- předpověď procentuálního podílu nespokojených (index PPD<sup>20</sup>).

PMV ukazatel [59, 60] předpovídá střední tepelný pocit (subjektivní záležitost) pomocí sedmibodové stupnice na základě experimentů s početnou skupinou lidí vystavených stejnému prostředí. PMV index se určí dle vztahu:

$$PMV = (0,303e^{-0.036M} + 0,028) \cdot L \quad (1.4)$$

kde:

$L$  [W·m<sup>-2</sup>] hustota tepelného toku odváděného z lidského těla do okolí.

Přičemž platí:

$$\begin{aligned} L = M - W - [3,05 \cdot 10^{-3}\{5733 - 6,99(M - W) - p_a\} \\ - 0,42\{(M - W) - 58,15\} - 1,7 \cdot 10^{-5}M(5867 - p_a) \\ - 0,0014M(34 - t_a) - 3,96 \\ \cdot 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4] - f_{cl}\alpha_{cl}(t_{cl} - t_a)] \end{aligned} \quad (1.5)$$

kde:

$p_a$  [Pa] parciální tlak vodní páry,

$f_{cl}$  [-] povrchový faktor oděvu<sup>21</sup>,

$t_{cl}$  [°C] teplota povrchu oděvu,

$t_a$  [°C] teplota okolí,

$\alpha_{cl}$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>] součinitel přestupu tepla na vnější straně oblečení.

Přičemž teplota povrchu oděvu je definovaná:

$$\begin{aligned} t_{cl} = 35,7 - 0,0275(M - W) - \\ - R_{cl}\{3,96 \cdot 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} \cdot \alpha_{cl}(t_{cl} - t_a)\} \end{aligned} \quad (1.6)$$

kde:

$R_{cl}$  [m<sup>2</sup>·K·W<sup>-1</sup>] tepelný odpor oděvu,

$\bar{t}_r$  [°C] střední radiační teplota.

<sup>19</sup> Predicted mean vote

<sup>20</sup> Predicted percentage of dissatisfied

<sup>21</sup> Poměr povrchu oděného člověka k povrchu nahého člověka

$$\alpha_{cl} = \begin{cases} 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} & \text{pro } 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} > 12,1 \cdot \sqrt{u} \\ 12,1\sqrt{u} & \text{pro } 2,38 \cdot |t_{cl} - t_a|^{0,25} < 12,1 \cdot \sqrt{u} \end{cases} \quad (1.7)$$

kde:

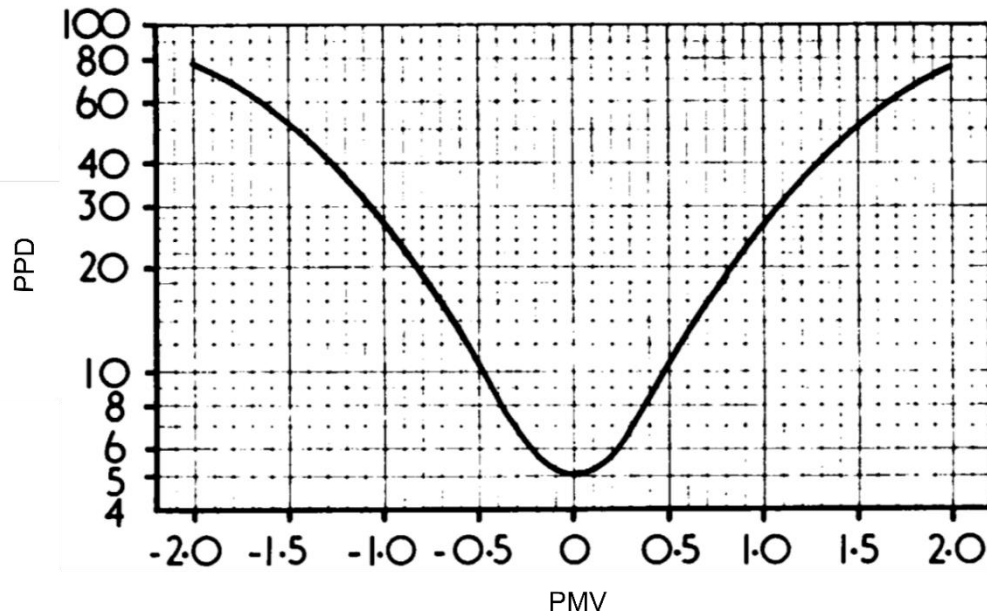
$u$  [m·s<sup>-1</sup>] rychlost proudění vzduchu.

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290 R_{cl} & \text{pro } R_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \\ 1,05 + 0,645 R_{cl} & \text{pro } R_{cl} \geq 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1} \end{cases} \quad (1.8)$$

Dle ISO 7730 [59] je vhodnost použití tohoto parametru omezena na hodnoty PMV -2 až 2. Jednotlivé proměnné parametry by měly být v intervalech dle příslušné normy.

Druhým indexem, který definoval Fanger je ukazatel PPD, který stanovuje kvantitativní předpověď procenta osob nespokojených s tepelným prostředím. Za nespokojené se dle příslušné normy [59] považují osoby, které volí zima, chladno, teplo či horko, tj. stupně -3, -2, 2 a 3 na Bedfordově stupnici. Podmínky se považují za vyhovující do 10 % nespokojených, což odpovídá hodnotě PMV v intervalu (-0,5; 0,5) [45]. Model PMV-PPD je vhodný pro homogenní prostředí, jelikož lidské tělo je zde vnímáno jako jedna zóna. Vlivem čehož nelze rozlišit vliv prostředí na jednotlivé části těla [47]. Z tohoto důvodu není PMV-PPD model vhodný pro hodnocení tepelného komfortu v kabinách dopravních prostředků. Současné studie poukazují, že tento model není vhodný pro predikci tepelného komfortu budov s personálním větráním a pro budovy se smíšeným provozem (část roku je použita úplná klimatizace a část roku přirozené větrání) [38].

Vzhledem k individuálním odchylkám fyziologických funkcí člověka nelze obecně zajistit žádnou kombinací veličin tepelný stav prostředí, tedy podmínky tepelného komfortu, všem osobám z většího souboru lidí [45]. Vždy existuje určitý podíl nespokojených, kteří pocítují tepelný diskomfort. Dle Fanger [43, 60] je jich nejméně 5 %, viz obr. 1.4. Právě z tohoto důvodu jsou důležité kromě optimálních podmínek tepelného mikroklimatu také podmínky přípustné. Ty závisí na fyzické aktivitě a oblečení lidí [45].



Obr. 1.4 Ukazatel PPD jako funkce ukazatele PMV. Upraveno z [43]

### Operativní teplota

Dalším kritériem hodnotícím tepelný stav prostředí je operativní teplota, kterou zavedl Gagge [61, 62] v roce 1937. Lze ji slovně definovat následovně:

**Jedná se o rovnoměrnou teplotu radiálně černého uzavřeného prostoru, ve kterém by si objekt vyměnil stejné množství tepla konvekcí a radiací, jako ve skutečném, teplotně nerovnoměrném okolí [38, 45, 59].**

Gagge ve svém článku uvádí následující vztah [61]:

$$R + C = h_0(\bar{t}_s - t_0) \quad (1.9)$$

kde:

$t_0$  [°C] operativní teplota,

$h_0$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>] součinitel přenosu tepla konvekcí a radiací z povrchu těla

Chyský [45] detailně odvozuje vztah pro výpočet operativní teploty, který má tvar:

$$t_0 = \frac{\bar{t}_s - R_{cl}[24,36 + 0,452 \cdot M - 3,05 \cdot 10^{-3}(p_s'' - p_a)]}{1 + 0,0014 \cdot M \cdot R_{cl}} \quad (1.10)$$

kde

$p_s''$  [Pa] parciální tlak vodní páry v nasyceném vzduchu při  $\bar{t}_s$ ,

$p_a$  [Pa] parciální tlak vodní páry v nasyceném vzduchu při  $t_a$ .

Madsen [63] uvádí vztah pro výpočet operativní teploty vhodnější pro praktické použití:

$$t_0 = B \cdot t_a + (1 - B) \cdot \bar{t}_r \quad (1.11)$$

kde

$B$  [-] koeficient prostředí.

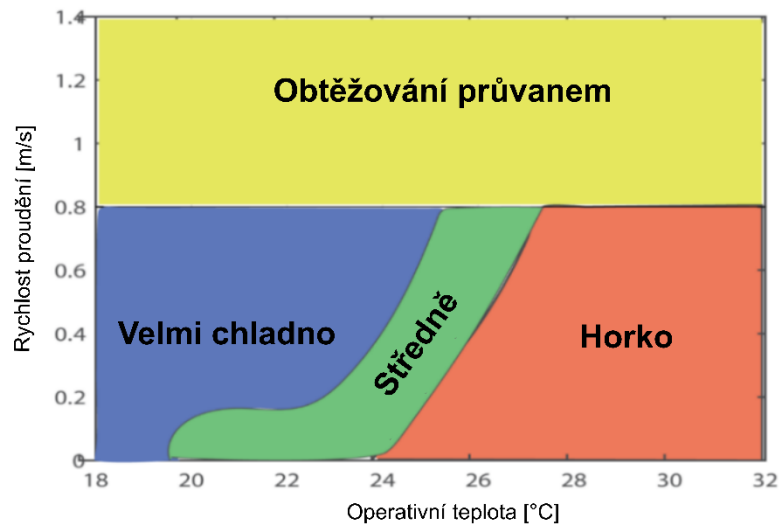
Koeficient prostředí je dán rychlostí, viz tab. 1.2.

Tab. 1.2 Koeficienty pro určení operativní teploty

$u$ [m·s <sup>-1</sup> ]	< 0,2	0,2 – 0,6	0,6 – 1
$B$ [-]	0,5	0,6	0,7

Gagge [62] ve svém odvození a následně i Madsen [63] zmiňují, že operativní teplota byla odvozena pro zjednodušené laboratorní podmínky. Operativní teplota je kvůli svému jednoduchému určení používána jako základní index pro posouzení kvality ergonomie tepelného prostředí, a to na základě normy [59] ČSN ISO EN 7730 [38].

Závislost operativní teploty a rychlosti proudění na tepelném pocitu je zobrazena na obr. 1.5. Rychlosti v prostředí vyšší než 0,8 m·s<sup>-1</sup> mohou vést k obtěžování průvanem. Pro nízké rychlosti proudění (do 0,2 m·s<sup>-1</sup>) jsou komfortní teplotní podmínky v rozsahu 20 až 24 °C. S rostoucí rychlostí proudění pod mezní hodnotu 0,8 m·s<sup>-1</sup> může být přijatelná i teplota 27,5 °C [64].



Obr. 1.5 Tepelný pocit v závislosti na rychlosti proudění a operativní teplotě. Převzato a upraveno z [65] podle [64].

### Stupeň obtěžování průvanem

Lokální tepelný diskomfort může být často způsoben v důsledku šíření okolního vzduchu. Stupeň obtěžování průvanem předpovídá procentuální podíl nespokojených vlivem pohybu okolního vzduchu, jako první ho definoval Fanger.

**Dle ČSN EN ISO 7730 [59] je průvan definován jako nežádoucí místní ochlazení těla způsobené pohybem vzduchu.**

Index Stupeň obtěžování průvanem ( $DR^{22}$ ) je funkcí rychlosti proudění, teploty vzduchu a intenzity turbulence, určí se dle vztahu:

$$DR = (34 - t_a)(u - 0,05)^{0,62}(0,37 \cdot u \cdot T_u + 3,14) \quad (1.12)$$

kde:

$T_u$  [%] intenzita turbulence<sup>23</sup>.

<sup>22</sup> Draft Rate, dříve se tento ukazatel označoval také jako Draft Risk, tento název ovšem implikoval nebezpečí v mnoha jazycích, a tak od něj bylo upuštěno [7]. Zřídka se objevuje název Draught Risk/Rate. Fanger [181] či Melikov [197] dříve používali označení PD (Percentage of Dissatisfied People).

<sup>23</sup> V rozmezí 10 % až 60 %, není-li známá, lze využít 40 % [59]

Příčemž intenzita turbulence je definovaná následovně:

$$Tu = \frac{u_{RMS}}{u_{Mean}} \cdot 100 [\%] \quad (1.13)$$

kde:

$u_{RMS}$  [m·s<sup>-1</sup>] fluktuace rychlosti,  
 $u_{Mean}$  [m·s<sup>-1</sup>] průměrná magnituda rychlosti.

Fluktuace rychlosti je definována jako střední rozdíl mezi okamžitou a průměrnou rychlostí – jedná se o směrodatnou odchylku rychlosti proudění od hodnoty průměrné, platí vztah:

$$u_{RMS} = \sqrt{\left( \frac{1}{N-1} \sum_1^N (u_i - u_{mean})^2 \right)} \quad (1.14)$$

Vztah je vhodný použit pro teploty vzduchu v rozmezí 20 až 26 °C a pro rychlosti vzduchu do 0,5 m·s<sup>-1</sup>, je-li rychlost proudění větší, lze uvažovat tuto mezní hodnotu. Platnost je omezena na lehké práce do 1,2 met, konané převážně vsedě. DR je určen převážně pro část krku, na ostatních částech může být tento index zavádějící [59]. Často se DR vyhodnocuje u sedícího člověka kromě výšky krku, také ve výšce kotníku a trupu. Celkový DR lze stanovit odmocninou ze součtu druhých mocnin dílčích DR [7].

### **Diagram komfortních zón, ekvivalentní teplota homogenního prostředí**

Výše uvedené ukazatele nejsou vhodné pro hodnocení tepelného stavu nehomogenního prostředí dopravních prostředků. Důvodem je rozsah uvažovaných okolních klimatických podmínek a fakt, že tyto ukazatele nedokáží rozlišit tepelný pocit pro jednotlivé části lidského těla. Vhodným nástrojem pro popis tepelného stavu kabin automobilů či letadel je ekvivalentní teplota homogenního prostředí v kombinaci s diagramem komfortních zón (DKZ), viz ČSN EN ISO 14505-2 [66]. Prostředí dopravních prostředků je specifické velkým množstvím prosklených ploch, to má za následek velké solární zatížení kabiny, které je často nerovnoměrné. Dalšími specifiky jsou nerovnoměrné teplotní pole a relativně vysoké rychlosti proudění okolního vzduchu.

První definoval ekvivalentní teplotu homogenního prostředí A. Dufton [67] v roce 1932. Rovnice zaznamenala ještě mnoho úprav, za zmínku stojí modifikace zveřejněné Bedfordem

[68] v roce 1936 nebo Madsenem [63] v roce 1984. V dnešní době používáme pro výpočet ekvivalentní teploty homogenního prostředí (EHT<sup>24</sup>) vztah dle Nilssona [69] z roku 1999:

$$EHT = t_s - R_{cl} \cdot \dot{q} \quad (1.15)$$

kde povrchovou teplotu určíme ze vztahu:

$$t_s = 36,4 - 0,05 \cdot \dot{q} \quad (1.16)$$

Slovně lze definovat ekvivalentní teplotu následovně [66]:

**Teplota homogenního prostoru, kde je střední radiační teplota rovna teplotě vzduchu a vzduch má nulovou rychlost proudění, a v kterém má lidské tělo stejnou tepelnou výměnu radiací a konvekcí jako ve skutečných podmínkách.**

EHT je charakterizovaná faktem, že suchá tepelná ztráta, a tedy i stupeň tepelné pohody, se nemění pro všechny kombinace parametrů ovlivňující EHT, pokud výsledná EHT má stejnou hodnotu [63].

Kompletní metodu publikoval Nilsson [70] v roce 2004 ve své doktorské práci, o dva roky později byl Nilssonův model standardizován a na jeho základě vznikla norma ISO 14505, posléze přejatá jako norma [66] ČSN EN ISO 14505-2 [47].

Metodika diagramu komfortních zón a principu EHT je výhodná, neboť sama hodnota ekvivalentní teploty nemá velkou vypovídající hodnotu [38], jelikož EHT bere v potaz pouze faktory vnější, konkrétně:

- teplotu vzduchu,
- střední radiační teplotu,
- rychlost proudění.

Osobní faktory (metabolickou produkci a tepelný odpor oděvu) zohledňuje DKZ. Kombinace EHT a DKZ zohledňuje působení citelného tepla ovlivňující tepelný stav člověka a je vhodná pro aplikaci v nehomogenních prostředích, kterými jsou kabiny dopravních prostředků. Lze ji aplikovat i na vyhodnocení tepelného stavu v interiérech budov [66].

---

<sup>24</sup> Equivalent homogenous temperature

EHT je definována vztahem (1.15). Tuto rovnici lze aplikovat nejen pro člověka jako celek, ale i lokálně pro jednotlivé části těla, tzv. segmenty. To z ní dělá vhodnou metodu pro nehomogenní prostředí např. v dopravních prostředcích. Jednotlivé segmenty odpovídají anatomickému dělení lidského těla. Norma doporučuje dělení na 16 zón, s tím že v DKZ je zvykem vynášet i celkovou EHT, která je určena na základě celkového citelného tepla odcházejícího z povrchu člověka [66]. Pro určení celkových i lokálních tepelných toků se využívá tzv. tepelných manekýnů. Jedná se o měřicí systém, kdy povrch figuríny je vyhříván nejčastěji na konstantní teplotu (existují i varianty konstantního tepelného toku a tzv. komfortní vyrovnávání). Poté dochází u varianty manekýna vyhřívávaného na konstantní teplotu k měření tepelného toku z jednotlivých jeho segmentů [71], na základě čehož je vypočtena EHT. Tepelný manekýn musí být v reálné velikosti [38]. Podrobnější informace o tepelných manekýnech jsou uvedeny v kapitole 1.1.6.

Tepelný manekýn sám o sobě není dostačující pro určení tepelného komfortu, je nezbytné znát korelace mezi jednotlivými tepelnými toky a tepelnými pocity, což vyjadřuje právě DKZ. Norma ISO 14505-2, předepisuje DKZ definovaný pro letní a zimní oděv<sup>25</sup>. Diagram DKZ vznikl na základě testů s dobrovolníky, kteří byli vystaveni stejným podmínkám jako tepelný manekýn. Během těchto testů byly změřeny různé podmínky, přičemž dobrovolníci zaznamenávali tepelný pocit/komfort (MTV<sup>26</sup>) pomocí kombinované stupnice tepelného komfortu. Na základě regresní analýzy měření s lidmi a tepelným manekýnem je tedy sestaven DKZ pro jednotlivé části lidského těla. DKZ obsahuje celkem 5 zón. Oblast „Středně“ je určena v rozmezí  $MTV = \pm 0,8$ , což implikuje, že 80 % respondentů je spokojeno s tepelným pocitem na dané části těla [38, 70]. Na oblast „Středně“ plynně navazují oblasti „Teplo, ale přijatelně“ a „Chladno, ale přijatelně“ odpovídající maximální hodnotě  $MTV = \pm 1,5$  (50 % respondentů je spokojeno s tepelným pocitem na dané části těla). Diagram je ohraničen zónami „Horko“ a „Velmi chladno“ značící tepelný diskomfort. Celkového tepelného komfortu je dosaženo, pokud se všechny části včetně EHT celého těla nacházejí v neutrální oblasti [70].

## Operativní teplota vs. EHT

Předchozí text nabídl definici hned dvou parametrů pro hodnocení tepelného stavu prostředí, a sice operativní teplotu a EHT. Definice obou těchto parametrů jsou velice podobné, proto je třeba zdůraznit v čem se obě teploty liší a jaké mají pásmo využití. Srovnání obou teplot se věnoval např. Madsen [63]. Zásadním rozdílem obou teplot je fakt, že operativní teplota nezohledňuje ochlazující účinek vlivem proudění vzduchu. Koeficient prostředí sice

---

<sup>25</sup> Pokud laboratoř disponuje vlastním tepelným manekýnem, je možné dodefinovat vlastní DKZ dle změřených tepelně izolačních vlastností daného oděvu

<sup>26</sup> Mean Thermal Vote

obsahuje rychlost proudění, ale pouze pro účely zachycení změny poměru mezi přenosem tepla radiací a konvekcí z lidského těla [38]. Operativní teplota bere v potaz pouze relativní účinek parametrů teploty vzduchu, střední radiální teploty a rychlosti proudění na teplotu těla [63]. Operativní teplota je vhodná pro popis tepelného prostředí o rychlostech proudění do  $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Na základě srovnání obou teplot lze říct, že ekvivalentní teplota přesněji definuje tepelný komfort [63].

### 1.1.5 Hodnocení tepelného komfortu

V současné době máme k dispozici několik metod vhodných pro hodnocení tepelného stavu prostředí a určení tepelného komfortu. Patří mezi ně:

#### 1) **Hodnocení na základě měření veličin tepelného stavu okolního prostředí**

Jedná se o měření fyzikálních veličin majících vliv na tepelný komfort (viz kapitola 1.2).

#### 2) **Hodnocení na základě měření s tepelným manekýnem**

Tepelný manekýn je měřicí zařízení vhodné pro posuzování tepelného komfortu, jenž svým tvarem napodobuje lidské tělo. Jelikož toto zařízení bylo použito pro určení tepelného komfortu v této práci, je popsáno detailněji níže.

#### 3) **Hodnocení pomocí sond a aktivních senzorů**

K hodnocení tepelného stavu prostředí je možné využít přístroje, které v jediné měřené veličině zahrnují vliv několika základních tepelných veličin ovlivňujících tepelný komfort (kulový teploměr, katateploměr dle Hilla) [19]. Naopak aktivní senzory se vyznačují povrchovou teplotou blízkou povrchové teplotě lidského těla, čímž je dosaženo stejného tepelného toku, který by byl přenášen mezi povrchem lidského těla a daným okolním prostředím. Mezi aktivní senzory řadíme např. systém INNOVA 1221, Flatman, Comfortis či smart senzor iHVAC.

#### 4) **Hodnocení na základě testovacích osob**

Tepelný pocit je subjektivně hodnocen skupinou testovacích osob. Hodnocení je prováděno pomocí dotazníku. Tato metoda může být ovlivněna řadou externích vlivů (zdravotní stav, kvalita spánku, momentální nálada, momentální životní situace aj.). Přes vysoké finanční a časové nároky má tato metoda stále nenahraditelnou pozici mezi metodami pro hodnocení tepelného komfortu.

### 1.1.6 Tepelný manekýn

Tepelný manekýn je měřicí systém ve tvaru lidského těla pro hodnocení tepelného prostředí [38, 71]. figurína, jejíž povrch je vyhříván na konstantní teplotu. Pomocí tepelného

manekýna lze měřit tepelný tok jdoucí z manekýna do okolí. Velikost tepelného toku odcházející z jednotlivých segmentů manekýna do okolí je závislá na teplotním a rychlostním poli [72]. Podstatnou roli hraje mechanismus přenosu tepla radiací a konvekcí.

Historie vývoje tepelných manekýnů je popsána v [38, 70, 71, 73–76]. Milníkem pro vývoj tepelného manekýna bylo založení laboratoře Harvard Fatigue Lab (HFL), která se zabývala výzkumem ztráty výkonu vlivem fyziologické únavy pracovníků ve fyzicky náročných zaměstnáních [38]. Další rozmach byl zaznamenán po vstupu USA do druhé světové války na konci roku 1941. Vstup USA do války měl za následek spojení HFL pod vedením Dr. H. Beldinga a armádní laboratoře Climatic Research Lab (CRL), zabývající se problematikou ochrany vojáků v chladných klimatických podmínkách. Následně bylo zjištěno, že extrémní mrazivé podmínky způsobily nemalé ztráty v řadách americké armády, a to zejména v bojích o Autlety (1943), či při zimních bojích v Evropě (1944–1945) [38]. Následný výzkum byl proto zaměřen na zlepšení tepelně izolačních vlastností armádního oděvu. Postupem času vzniká spojením HFL a CRL výzkumný ústav USARIEM<sup>27</sup>.

První anatomicky standardizovaný tepelný manekýn vznikl v roce 1946 pod označením Chauncy, později označován také jako Copperman. Vyhřívání bylo realizováno prostřednictvím celkem 6 vyhříváných elementů s odporovým drátem [38].

V 50. letech 20. století se výzkum zaměřil především na vzduchovou vrstvu, která se nachází mezi pokožkou a samotným oblečením. U určitého typu oblečení může vzduch tvořit větší část tepelného odporu než samotný oděv [38].

V 60. letech byly tepelní manekýni hojně využívány pro měření tepelných vlastností protichemických obleků v důsledku studené války. R. Goldman realizoval první pokusy s „potícím se“ manekýnem [38, 77].

---

<sup>27</sup> U. S. Army Research Institute of Environmental Medicine



Obr. 1.6 Výzkumný ústav USARIEM, 1972. Zleva: James Bogart a jím vyvinutý manekýn pro vodní prostředí, Harwood E. Belding a tepelný manekýn Chauncy, Ralph F. Goldman, první manekýn s možností měření výparného odporu oděvu a Robert J. Breckenridge.

Převzato z [78]

V 70. letech vznikli tzv. pohybliví manekýni. V roce 1974 byl v Dánsku vyroben první manekýn z umělé hmoty, nesl označení HENRIK2, do té doby se převážně používaly materiály měď a později hliník.

80. léta byla ve znamení rozvoje digitální regulační techniky, osobních počítačů a plastových materiálů. Tepelní manekýni se začali využívat na měření tepelného komfortu vnitřního prostředí, převážně poté kabin osobních automobilů, kdy švédská automobilka Volvo představila tepelného manekýna s označením VOLTMAN. Následoval vývoj dalších tepelných manekýnů, za zmínku stojí první manekýn vycházející z geometrie ženského těla. Manekýna vznikla v Dánsku a měla označení NILLE [38].

Ve 21. století dochází k vývoji tepelných manekýnů, jež jsou propojeni s fyziologickými modely. Mezi tyto tepelné manekýny patří ADAM, SAM či NEWTON [38], který je k dispozici na našem pracovišti a byl použit při experimentálním měření v klimatické komoře v rámci této dizertační práce.

Newton je tepelný manekýn s možností nastavení různých poloh horních i dolních končetin. Manekýn je tvořen celkem 34 vyhřívanými segmenty, čímž lze vyhodnotit tepelný pocit

na každé části zvlášť. Povrch figuríny je vyhříván na konstantní teplotu 34 °C. Tato teplota reprezentuje přibližně střední teplotu pokožky člověka v neutrálním prostředí. Na trhu jsou dostupné 2 typy, a to evropský (výška 178,5 cm) a asijský typ (výška 168,5 cm). Hmotnost se mění s vybavením manekýna a může dosahovat až 40 kg. Manekýna lze dovybavit systémem simulace pocení či zařízením pro simulaci dýchání. Newton může být použit v rozsahu teplot -20 až 50 °C a v plném rozsahu relativní vlhkosti vzduchu [38].

## 1.2 Vnitřní kvalita vzduchu

**Za přijatelnou vnitřní kvalitu vzduchu lze považovat vzduch bez škodlivých koncentrací známých znečišťujících látek, se kterým je většina<sup>28</sup> exponovaných lidí spokojena [79].**

Mezi nejčastější zdroje znečišťujících látek ve vnitřním prostředí se řadí lidé (proces dýchání), činnosti člověka – vaření, kouření, dále jsou to látky uvolněné z interiéru. Pro budovy je to nejčastěji vnitřní vybavení, stavební materiály, čisticí prostředky aj. Pro dopravní prostředky je významným zdrojem znečištění, vedle samotných cestujících, čalounění. Mezi nejčastější znečišťující látky řadíme oxid uhličitý, oxid uhelnatý, částice či těžké organické sloučeniny (VOC<sup>29</sup>) [80, 81].

Větrání je proces výměny vzduchu. Jedná se o důležitý proces k zajištění čistoty vnitřního vzduchu.

Vědecké studie poukazují na související vliv špatné vnitřní kvality vzduchu na zdraví lidí. Špatná vnitřní kvalita vzduchu může souviset se vznikem alergií a astmatu, s kardiovaskulární a respirační morbiditou, nebo dokonce s mortalitou [82, 83].

- Dle Světové zdravotnické organizace<sup>30</sup> v roce 2012 zemřelo 4,3 milionů lidí kvůli znečištění ovzduší, z toho 99 000 v Evropě [84].
- Lidé mají o 40 % vyšší pravděpodobnost vzniku astmatu, pokud jsou dlouhodobě vystaveni vlhkému a plesnivému prostředí [85].
- Okolo 110 milionů lidí v Evropské unii (EU) žije v budovách s vysokou koncentrací znečišťujících látek v důsledku nedostatečné ventilace budov [86].

Vnitřní kvalita vzduchu má vliv na produktivitu práce v kanceláři. Vyšší četnost výměny vzduchu na pracovišti je přínosná pro kvalitu vnitřního prostředí a lepší výkon pracovníků

---

<sup>28</sup> Dle ASHRAE je to více než 80 % [98]

<sup>29</sup> Volatile Organic Compounds

<sup>30</sup> World Health Organization (WHO)

[87, 88]. Produktivita práce se zvýší přibližně o 2 % při zdvojnásobení míry větrání při zachování konstantní zátěže znečištění, anebo při konstantním větrání při dvojnásobném snížení zátěže znečištění [89].

### 1.2.1 Hodnocení kvality vzduchu

Mezi hlavní parametry hodnocení kvality vzduchu patří koncentrace CO<sub>2</sub>, teplota a vlhkost vzduchu [90, 91]. Teplota vzduchu byla diskutována v souvislosti s tepelným komfortem. Zbylé dva hlavní faktory jsou stručně shrnuty níže, neboť kvalita vzduchu v kabině automobilu má podstatný vliv na jízdní komfort [92, 93]. Řada nehod byla způsobená např. ospalostí, k čemuž dochází vlivem hromadění právě CO<sub>2</sub> [94–96].

#### **Koncentrace CO<sub>2</sub>**

Mezi nejčastější ukazatele IAQ patří koncentrace CO<sub>2</sub>, ta závisí zejména na koncentraci CO<sub>2</sub> ve vnějším vzduchu, objemu vzduchu přiváděného do daného prostoru, počtu osob a jejich fyzické aktivitě. Ve většině vyspělých států se stále považuje koncentrace 1000 ppm CO<sub>2</sub> za akceptovatelnou horní hranici koncentrace CO<sub>2</sub> pro vnitřní prostory. Není tomu jinak ani v kabinách dopravních prostředků. Kabina automobilu je specifická, neboť relativně malý prostor kabiny je zatížen velkým počtem osob. Uvážíme-li fakt, že každý výdech dospělého člověka obsahuje 35 000–50 000 ppm CO<sub>2</sub>, lze za určitých podmínek dosáhnout kritické hranice v krátkém časovém úseku [97, 98].

#### **Vlhkost vzduchu**

Vlhkost vzduchu (RH<sup>31</sup>), jako jeden z parametrů, zásadně ovlivňuje jízdní komfort a lidské zdraví [99, 100]. Hodnota relativní vlhkosti by se měla pohybovat mezi 40–60 % při teplotě 18–20 °C. Pokud RH klesne pod tuto hodnotu, prostředí se stává až příliš suchým, což může vést k vysychání pokožky a sliznic. V opačném případě, při překročení hodnoty 60 % pro RH, se stává prostředí natolik vlhkým, že podporuje růst plísní a roztočů. V kabině automobilu může nastat stav nízké relativní vlhkosti ohřevem vnitřního vzduchu při zimních venkovních podmínkách, kdy hodnota relativní vlhkosti může klesnout až pod hodnotu 30 % [101, 102].

#### **Index stáří vzduchu**

Efektivním nástrojem pro posouzení kvality větrání je index stáří vzduchu (AoA), který je vztažen k určitému bodu ve větraném prostoru. Index stáří vzduchu vyjadřuje čas, za který dosáhne čerstvý vzduch právě tohoto bodu [35]. V praxi se AoA nejčastěji stanovuje

---

<sup>31</sup> Relative humidity

metodou stopového plynu, kdy je měřena koncentrace stopového plynu v daném místě. Na základě experimentálního měření metodou stopového plynu lze stanovit průměrnou hodnotu AoA dle vztahu [35]:

$$\tau_A = \frac{1}{\tau_n^a} \int_{t_1}^{t_2} \left[ 1 - \frac{C_i(t_1)}{C_i(t_2)} \right] t dt \quad (1.17)$$

kde:

$\tau_A$	[s]	index stáří vzduchu,
$\tau_n^a$	[s]	časová konstanta,
$C_i$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	koncentrace plynu v daném bodě prostoru.

Index stáří vzduchu lze využít k výpočtu indexu efektivity větrání, který se vztahuje k danému bodu větraného prostoru. Platí vztah [35]:

$$\epsilon = \frac{\tau_N}{\tau_A} \quad (1.18)$$

kde:

$\epsilon$	[-]	index efektivity větrání,
$\tau_N$	[s]	nominální časová konstanta.

Příčemž nominální časová konstanta udává dobu celkové výměny vzduchu v daném prostoru, platí vztah [35]:

$$\tau_N = \frac{V}{\dot{V}_p} \quad (1.19)$$

kde:

$V$	[m <sup>3</sup> ]	objem větraného prostoru,
$\dot{V}_p$	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	objemový tok přiváděného vzduchu.

# 2

## TEORIE PROUDĚNÍ Z VYÚSTEK

Níže uvedený text byl základem pro publikovaný článek [103] v časopise Building and Environment, u kterého je dizertant prvním autorem.

### 2.1 Popis proudění vzduchu – turbulentní volný izotermní kruhový proud

Přiváděný vzduch za vyústkou vlivem turbulence strhává klidný vzduch ve větraném prostoru. Proud přiváděného vzduchu postupně zvětšuje svůj průřez, a naopak klesá jeho rychlost s rostoucí vzdáleností od vyústky, přičemž statický tlak je v celé délce proudu neměnný, platí tedy zákon zachování hybnosti [104]. Proudění vzduchu z kruhové či obdélníkové vyústky se chová velmi podobně jako proudění v hlavní oblasti šíření proudu z bodového zdroje, přičemž tento typ proudění lze popsat semi-empirickými vztahy [45]. Na základě průběhu rychlosti v ose volného turbulentního proudu rozlišujeme krajní a hlavní oblast proudu, přičemž krajní oblast je bezprostředně za vyústkou (obr. 2.1) a má délku dle vztahu pro kruhovou vyústku [105]:

$$x_k \approx 4 \cdot D_o \quad (2.1)$$

kde:

$D_o$  [m<sup>2</sup>] ekvivalentní průměr vyústky.

Platí vztah dle Huebschera pro výpočet ekvivalentního průměru [106]:

$$D_o = \frac{1,3 (w \cdot h)^{0,625}}{(w + h)^{0,250}} \quad (2.2)$$

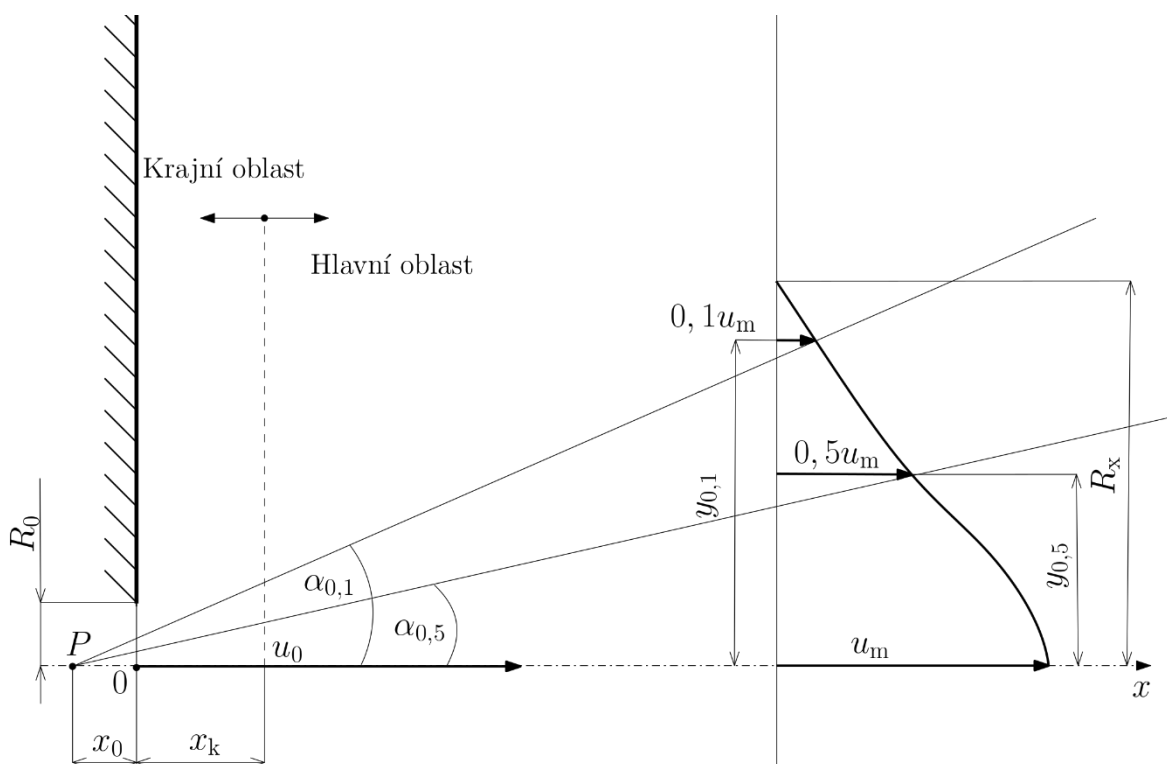
Kde:

$w$	[m]	šířka vyústky,
$h$	[m]	délka vyústky.

Tvar volného proudu z vyústky obecného tvaru v bezprostřední vzdálenosti od vyústky je dán tvarem této vyústky. Průřez proudu se postupně mění na kruhový, a proto lze pro výpočet hlavních parametrů tohoto proudu využít vztahy pro kruhovou vyústku [19].

### 2.1.1 Hranice proudu

Proudění na okraji proudu je silně turbulentní a doprovázeno intermitencí, z těchto důvodů je měření hranice proudu obtížné. Měřitelná hranice proudu se obvykle omezuje hodnotou rychlosti  $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [45]. Tato hodnota je nezávislá na osově rychlosti. Možným způsobem pro popis okraje proudu je využití poměru  $u/u_m = \text{konstanta}$ .



Obr. 2.1 Schéma volného proudu

## 2.1.2 Pokles osové rychlosti

V hlavní oblasti proudění vzduchu platí vztah dle Chyského [104]:

$$\frac{u_m}{u_0} = K_S \cdot \frac{\sqrt{S_0}}{x} \quad (2.3)$$

kde:

$u_0$	[m·s <sup>-1</sup> ]	výtoková rychlost,
$S_0$	[m <sup>2</sup> ]	plocha proudu z vyústky,
$K_S$	[–]	konstanta vyústky <sup>32</sup> ,
$x$	[m]	souřadnice osy x.

Konstanta vyústky se určuje pro každou vyústku experimentálně. Malmström a kol. [107] uvádějí vztah pro výpočet konstanty vyústky při rovnoměrném rozložení rychlostního pole ve vyústce. Konstanta vyústky je dle Malmströma a kol. [107] funkcí úhlu rozevření proudu. Jednoznačná závislost konstanty vyústky na Reynoldsově čísle nebyla prokázána. Existuje však určitá korelace mezi výtokovou rychlostí a konstantou vyústky, kdy se zvětšující se výtokovou rychlostí se zvětšuje hodnota konstanty vyústky.

Pro vyústky, kdy je volný průtočný průřez menší než průřez jmenovitý a kdy vlivem viskozity vzduchu dochází ke kontrakci proudu za vyústkou, platí vztah [104]:

$$S_0 = \alpha \cdot \kappa \cdot S_C \quad (2.4)$$

Kde:

$\alpha$	[–]	součinitel zúžení (volená hodnota 0,9 [104]),
$\kappa$	[–]	poměr volného průřezu vyústky a jmenovitého průřezu,
$S_C$	[m <sup>2</sup> ]	jmenovitý průřez vyústky.

<sup>32</sup> Někdy též označováno jako koeficient poklesu rychlosti

Platí:

$$\kappa = \frac{S_F}{S_C} \quad (2.5)$$

kde:

$S_F$  [m<sup>2</sup>] volný průřez vyústky.

U skutečných vyústek, které obsahují vodící lopatky či lamely/krycí mřížky, dochází vlivem rozrušení rychlostního profilu a popřípadě i rozptýlení proudu těsně za výstupním průřezem k jistému poklesu počáteční rychlosti (hybnost v hlavní oblasti proudu je menší než hybnost ve vyústce) [104].

Obrysové přímky hlavní oblasti se protínají na ose proudu v pólu proudu (obr. 2.1, bod P), což je virtuální počátek proudu. Pól proudu se určuje experimentálně a jeho určení souvisí s určitou nejistotou, jelikož se určuje pouze z úhloví oblasti proudu [108]. Obrysové (okrajové) přímky v hlavní oblasti proudu jsou běžně definovány jako 10 % z osové rychlosti [45], nebo průběhem hranice  $y_{0,5} = f(x)$ , na níž je rychlost středního pohybu  $u_x$  rovna polovině maximální rychlosti  $u_m$  [19, 105].

Vzdálenost pólu od kruhové vyústky se dá odhadnout dle Hinzeho a Zijjena (dále jen Hinzeho) [109]:

$$x_0 = 0,6 \cdot D_0 \quad (2.6)$$

Chceme-li určit přesněji osovou rychlost v blízkosti počátku hlavní oblasti, musíme brát v úvahu polohu pólu proudu. Platí vztah dle Abramoviče [45]:

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{0,48}{\frac{a \cdot \bar{x}}{D_0} + 0,145} \quad (2.7)$$

kde:

$a$  [-] součinitel vířivosti (volena hodnota 0,17 [104])<sup>33</sup>,

---

<sup>33</sup> Postup výpočtu viz [108, 198]

$\bar{x}$  [m] vzdálenost od pólu proudu.

Dle Albertsona platí vztah [108, 110]:

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{6,2}{\frac{\bar{x}}{D_0}} \quad (2.8)$$

Rajaratnam publikoval upravenou formu Albertsonova vztahu [108]:

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{6,3}{\frac{\bar{x}}{D_0}} \quad (2.9)$$

Hinze uvádí vztah pro popis poklesu osové rychlosti [108, 109]:

$$\frac{u_m}{u_0} = \frac{6,39}{\frac{\bar{x}}{D_0} + 0,6} \quad (2.10)$$

## 2.2 Turbulentní stěnový proud

Proudí-li vzduch v blízkosti stěny vyvine se pouze poloviční proud, největší rychlost je u stěny. U stěny je mezní vrstva, kde rychlost klesá až na nulovou hodnotu. Se zvětšující se vzdáleností vyústky od stěny se prodlužuje počáteční volná dráha proudu. Vlivem podtlaku dojde v určité vzdálenosti od vyústky k přilnutí proudu na stěnu (Coandův efekt), což způsobuje jeho deformaci. Vliv stěny má za následek zvýšení dosahu proudu, jelikož odpor třením mezi proudícím vzduchem a stěnou je menší než u varianty volného proudu, kdy dochází ke strhávání okolního stojatého vzduchu do proudu pohybujícího se okolního média [104].

Izotermní proud vzduchu přiváděný v blízkosti stěn, k těmto povrchům přilne, pokud je úhel odklonu od stěny menší než 40° [45]. Důležitým faktorem z hlediska přilnutí proudu ke stěně je rychlost proudění. S rostoucí rychlostí se proud vzduchu stává mírně nesouměrným a při překročení určité hodnoty rychlosti přilne náhle ke stěně [111]. Turbulentní stěnový proud má tu vlastnost, že smykové napětí je nenulové v místě maximální rychlosti. Smykové napětí má ve vnitřní části proudu u stěny opačné znaménko než ve vnější oblasti [112].



# 3

## VÝPOČETNÍ MECHANIKA TEKUTIN

*"When I meet God, I am going to ask him two questions: Why relativity? And why turbulence? I really believe he will have an answer for the first."*

– Werner Heisenberg<sup>34</sup>

### 3.1 Základní rovnice CFD

Základní principy a rovnice využívané při výpočtové mechanice tekutin jsou uvedeny a odvozeny v [113–115]. Při matematickém popisu proudění tekutiny se využívají zákony zachování. Mezi tyto zákony patří zákon zachování hmoty a hybnosti. V případě stlačitelnosti tekutiny nebo v případě přenosu tepla se dále řeší rovnice zachování energie.

**Zákon zachování hmoty** neboli **rovnice kontinuity** (pro stlačitelnou tekutinu) je dána vztahem:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{x_i} = 0 \quad (3.1)$$

kde

$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota,
$t$	[s]	čas,
$u$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost.

Matematická formulace **zákona zachování hybnosti** (pro neviskózní tekutinu):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + f_i \quad (3.2)$$

---

<sup>34</sup> (1901–1976) německý kvantový fyzik, držitel Nobelovy ceny za rok 1932

kde:

$u$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost,
$p$	$[\text{Pa}]$	tlak,
$f$	$[\text{N}]$	vnější objemová síla.

**Zákon zachování energie** je dán vztahem:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(u_j T)}{\partial x_j} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \alpha \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_j} \right)^2 \quad (3.3)$$

kde:

$T$	$[\text{K}]$	termodynamická teplota,
$\alpha$	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	součinitel teplotní vodivosti.

Numerická simulace spočívá v numerickém řešení soustavy parciálních diferenciálních rovnic, které matematicky popisují proudění. Tyto rovnice se nazývají **Navierovy–Stokesovy rovnice** (N–S) doplněné o zákony zachování. N–S rovnice byly odvozeny ze silové rovnováhy na element kapaliny a mají tvar (složkový zápis):

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + f_i \quad (3.4)$$

kde:

$u$	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	rychlost,
$t$	$[\text{s}]$	čas,
$\nu$	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita.

### 3.1.1 Turbulence a její modelování

Proudění skutečných tekutin je dle velikosti Reynoldsova čísla laminární či turbulentní. Přejít mezi oběma typy turbulence není skokový, tj. existuje i oblast tzv. přechodového

proudění. Laminární proudění se vyznačuje uspořádaným pohybem částic v jednotlivých vrstvách<sup>35</sup>.

Turbulentní proudění neboli turbulence lze zjednodušeně definovat jako nepravidelné proudění v čase a prostoru a je řízeno teorií deterministického chaosu. K exaktnímu a extenzivnímu popisu turbulence se využívá, namísto definice, výčet vlastností charakteristických pro turbulenci [116]:

- náhodnost – malé poruchy vznikající náhodně mají zesilující charakter a tím se stává předpověď systému nemožná
- difuzivita – turbulentní proudění se vyznačuje vysokou difuzivitou systému, což je v praxi velmi důležitá vlastnost. Zvýšená difuzivita systému je dána turbulentním transportem
- vířivost – turbulentní proudění je charakteristické vysokými lokálními hodnotami vířivosti. Pole vířivosti je nehomogenní a nestacionární.
- spektrum měřítek – vírové struktury, nahodile vznikající v turbulentním proudovém poli jsou charakterizovány širokou škálou délkových měřítek. Velikost těchto struktur je shora omezena rozměry smykových struktur, ve kterých se vírové struktury vytvořily. Zdola je velikost vírových struktur omezena velikostí disipativních vírů, jejichž rozměry jsou dána vazkostí tekutiny
- prostorovost – vírové struktury se vyskytují v prostoru v náhodných místech s náhodnou orientací
- disipativnost – kinetická energie tekutiny je na úrovni nejmenších vírů přeměňována na teplo, tato přeměna je důkazem další důležité vlastnosti turbulence, konkrétně nevratnosti
- nelinearita – turbulentní proudění je nelineární. Vznik turbulence je důsledkem uplatnění nelinearit

Rozlišujeme tři základní přístupy k určení turbulence:

- Direct Numeric Simulation (DNS) – jedná se o metodu založenou na přímém řešení N–S rovnic pro víry všech měřítek. Metoda má obrovské výpočetní nároky, i v dnešní době má prakticky pouze akademické využití. V současnosti je její aplikace, kvůli výpočetním nárokům, reálně omezena na nízká Reynoldsova čísla, jelikož s rostoucím Reynoldsovým číslem klesá velikost nejmenších vírů a roste jejich časová frekvence.
- LES – tato metoda byla využita při řešení rychlostního pole za automobilovou výústkou a je popsána podrobněji níže.

---

<sup>35</sup> Neboli také „destičkách“ – latinsky lamina

- RANS – tato metoda byla použita v problematice rychlostního pole za automobilovou vyústkou i při CFD analýze tepelného komfortu v kabině automobilu. Detailnější popis metody je uveden níže.

Existují i různé kombinace výše uvedených metod. Mezi nejběžnější patří Detached eddy simulation (DES) kombinující metodu LES a RANS.

### 3.1.2 Modelování turbulence

#### RANS

Metoda RANS je založená na statistickém zhodnocení turbulentního proudění, kdy okamžitá rychlost proudění se rozloží na časově středovanou hodnotu a hodnotu flukтуаční, platí vztah:

$$u(t) = \bar{u} + u_{RMS} \quad (3.5)$$

kde:

$u(t)$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] okamžitá rychlost, funkcí času.

Přičemž tato dekompozice rychlosti je dosazena do N–S rovnic a okamžité rychlosti jsou nahrazeny časově středovanými hodnotami. Problém nastává u tzv. konvektivního zrychlení. V důsledku nelinearity tohoto členu postupnou úpravou N–S rovnic vzniká nový člen, tzv. tenzor Reynoldsových napětí. Jedná se o tenzor druhého řádu (rozměr  $3\times 3$ , tj. 9 členů). Tenzor je symetrický, tj. obsahuje 6 neznámých veličin. Soustava rovnic v tomto tvaru je neurčitá. Jde o tzv. problém uzavření (Closure problem). Řešením je redukce počtu neznámých, nebo vytvoření dodatečných rovnic, pro získání stejného počtu rovnic a neznámých. Modely založené na tzv. Boussinesquově hypotéze kombinují oba výše uvedené přístupy. Odlišný přístup využívá např. Reynolds Stress Turbulence Model (RST) [117], který řeší transportní rovnici pro každou složku tenzoru Reynoldsových napětí, tj. problém uzavření je řešen pouze přidáním potřebného počtu rovnic.

#### Boussinesquova hypotéza

Tato hypotéza je založena na předpokladu, že Reynoldsova napětí jsou úměrná středním gradientům rychlosti, přičemž konstantou úměrnosti je turbulentní viskozita, která je charakteristikou proudění, nikoli proudícího média. Boussinesquova hypotéza předpokládá, že turbulentní viskozita je izotropní skalární veličina. Proudění reálné tekutiny je de facto vždy neizotropní. Nicméně výše uvedená podmínka je splněna s dostatečnou přesností

pro proudění s jedním dominantním turbulentním prouděním, kde míra neizotropnosti je nízká [118]. Boussinesquova hypotéza však nemá fyzikální opodstatnění, modelování turbulence tak vnáší do numerického výpočtu určitou míru nejistoty. Vztah pro Boussinesquovu hypotézu má tvar [113]:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \tau_t = \mu_t \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (3.6)$$

kde:

$\tau_{ij}$	[Pa]	Reynoldsova napětí,
$\tau_t$	[Pa]	turbulentní napětí,
$\mu_t$	[Pa·s]	turbulentní viskozita.

Často využívané jsou tzv. dvourovnicové modely turbulence, tj. modely používající dvě transportní rovnice pro délkové a rychlostní měřítko. V dizertační práci byl použit model turbulence Realizable k- $\epsilon$ , který je stručně popsán níže.

### Realizable k- $\epsilon$

Jeden z nejběžnějších dvourovnicových modelů používaný v praxi. Model turbulence je složený z transportní rovnice pro turbulentní kinetickou energii (k) a pro disipaci turbulentní kinetická energie ( $\epsilon$ ). Model je vhodný pro vyvinuté turbulentní proudění s nízkým vlivem molekulární viskozity. Přesnost modelu roste s rostoucí vzdáleností od stěny (vhodné pro větší hodnoty Reynoldsových čísel). Oproti modelu Standard k- $\epsilon$  nevykazuje nadměrnou míru disipace, naopak může hůře konvergovat. Hodnota  $C_\mu$  není konstantní jako u ostatních modelů turbulence z rodiny k- $\epsilon$ , ale mění se v celé výpočetní doméně. Matematický popis je uveden v [119].

### LES

Metoda vychází z předpokladu, že převážná část hmoty a energie u proudění je přenášena velkými víry. Velké víry jsou poté počítány přímo N-S rovnicí. Malé víry, které mají disipativní charakter (platí tzv. energetická kaskáda dle Kolmogorova) jsou modelovány pomocí subgridních modelů (SGS<sup>36</sup>). U této metody byl použit model turbulence WALE<sup>37</sup>.

<sup>36</sup> Sub-Grid Scale

<sup>37</sup> Wall-Adapting Local-Eddy Viscosity

**WALE**

Jedná se o univerzální model turbulence založený na druhé mocnině tenzoru gradientu rychlosti. Model nevyžaduje žádné tlumení u stěn, jelikož vířivá viskozita jde přirozeně k nule v blízkosti stěny [120]. Podobně jako u ostatních SGS modelů (např. Smagorinského model) má i WALE určitá omezení, jelikož konstanta modelu není univerzální. Nicméně model WALE lze považovat za méně citlivý na hodnotu konstanty modelu, než výše zmíněný Smagorinského model. Detailnější popis modelu WALE uvádí Nicoud a Ducros [120].

**3.1.3 Modelování indexu stáří vzduchu**

Index stáří vzduchu je tzv. pasivní skalár, tj. skalární veličina, která aktivně nevstupuje do výpočtu základních rovnic popisující proudění tekutiny. Modelování indexu stáří vzduchu je realizováno transportní rovnicí (konvektivně-difúzní rovnice), platí vztah [35]:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \tau_A) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial \tau}{\partial x_j} \right] + \rho \quad (3.7)$$

kde:

$$\sigma_t \quad [-] \quad \text{turbulentní Prandtlovo číslo } (0,7 \leq \sigma_t \leq 0,9).$$

Zdrojovým členem v rovnici (3.7) je hustota. Pro vstupní okrajové podmínky platí vztah [35]:

$$\tau = 0 \quad (3.8)$$

Pro okrajovou podmínku typu stěna a výstupní okrajovou podmínku platí vztah [35]:

$$\frac{\partial \tau}{\partial n} = 0 \quad (3.9)$$

## 3.2 Verifikace a validace

Výpočetní simulace se staly hojně využívaným nástrojem. Kromě vědeckého využití se staly běžně využívané např. v odvětví strojního či stavebního inženýrství, a to zejména v důsledku komplexnosti poskytnutých dat, či úspore času a experimentálního vybavení. CFD simulace jsou komplementární vůči empirickému zkoumání fyzikálních jevů. Existují však odvětví, kde empirické zkoumání určitých jevů není s ohledem na následky možné. Jde zejména o procesy spojené s jaderným či obranným průmyslem (simulace požáru v jaderné elektrárně, návrh systému proti balistickým střelám). V těchto odvětvích je pozice CFD nezastupitelná. Validace a verifikace (VaV) jsou primárními nástroji pro budování důvěry a její kvantifikaci ve výsledky CFD [121].

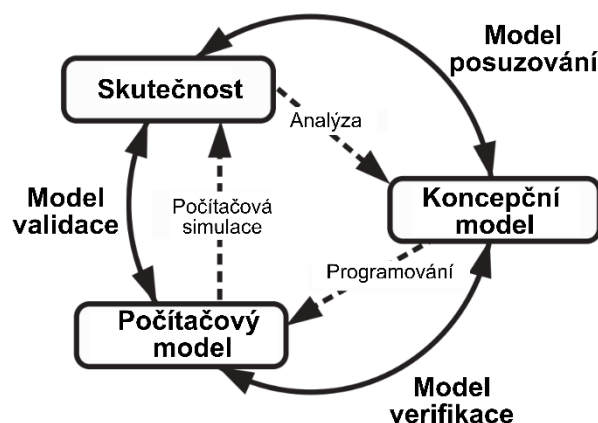
### Verifikace

Proces posuzování přesnosti matematického modelu v porovnání se skutečnými daty [121].

### Validace

Proces posuzování přesnosti výpočtové simulace porovnáním s experimentálními daty [121].

Verifikace je převážně záležitostí matematiky a matematických modelů, kdežto validace je primárně fyzikální záležitostí [122]. Komplexní proces počítačové simulace, vztah k realitě a zasazení procesů VaV do problematiky počítačových simulací jsou přehledně uvedeny na obr. 3.1



Obr. 3.1 Fáze modelování a simulace, role VaV. Převzato a upraveno z [203]



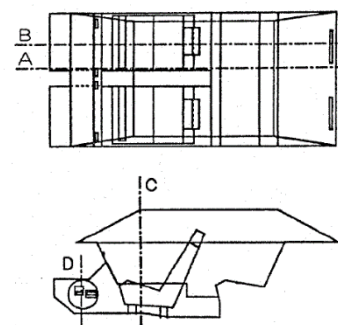
# 4

## SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Již se vznikem prvních automobilů koncem 19. století byla řešena problematika tepelného komfortu cestujících. V této době automobily již obsahovaly spalovací motory, ovšem vzhledově připomínaly spíše koňské kočáry. Absence uzavřené kabiny značně ztěžovala užívání automobilů v zimním období, kdy cestující byli nuceni přizpůsobit svůj oděv klimatickým podmínkám. Uzavřeným prostorem pro cestující auta disponovala až na začátku 20. století. První snahy o dosažení tepelného komfortu byly realizovány umístováním vyhřátých cihel nebo kostek ledu do kabiny automobilu dle venkovní teploty. Následovalo umístění ventilátoru pro nucené proudění vzduchu v kabině. Krátce na to byly do automobilů instalovány první výměníky tepla, které využívaly odpadní teplo ze spalovacího procesu. Zdrojem chladu byla chladicí voda. První klimatizační jednotky byly instalovány do automobilů na začátku druhé poloviny 20. století. Nicméně od prvních klimatizačních jednotek vedla ještě dlouhá cesta k zařízením, které známe z dnešních automobilů.

### 4.1 Proudění vzduchu

Ishihara a kol. byli první, kteří se zabývali problematikou proudění uvnitř kabiny osobních automobilů. Ve své publikaci [123] zkoumali proudění uvnitř modelu kabiny osobního automobilu. Model byl zmenšen v poměru 1:4 a byl vyroben z akrylátové pryskyřice. Model byl zjednodušen, neobsahoval žádné figuríny simulující pasažéry. Autoři použili vizualizační metodu PIV<sup>38</sup>, dále aplikovali CFD na daný model. Cílem bylo zjistit obrazy proudění uvnitř kabiny automobilu



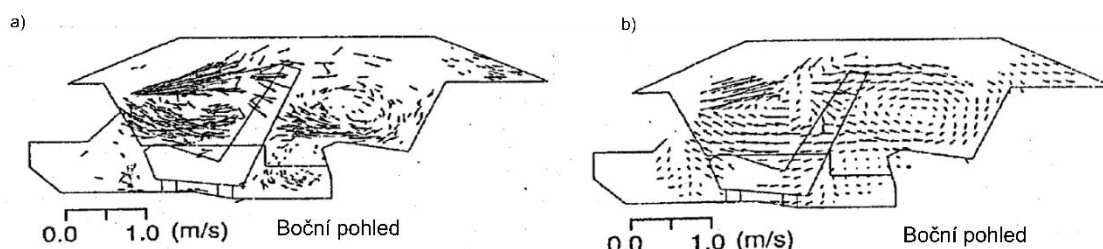
Obr. 4.1 Umístění rovin [123]

<sup>38</sup> Particle Image Velocimetry

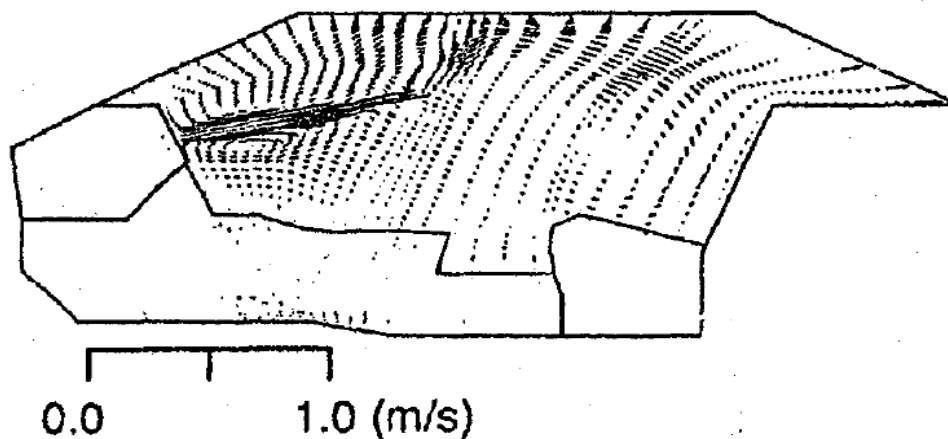
a porovnat výsledky získané na základě experimentu a numerické simulace.

Autoři zkoumali celkem dvě modifikace, v první modifikaci se zaměřili na čtyři defrostové<sup>39</sup> vyústky. Druhá modifikace byla zaměřena na kombinaci defrostových vyústek a vyústek směřujících na nohy. Byly změřeny celkem čtyři roviny (A–D). Umístění rovin je patrné z obr. 4.1.

Proudícím médiem při experimentu byla voda, jako trasovací částice byly zvoleny polystyrenové kuličky o průměru 0,4 mm. Reynoldsovo číslo na vstupu do domény mělo hodnotu 16 000. Numerická simulace byla řešena metodou URANS<sup>40</sup>. Průměrná rychlost na výstupu z vyústek byla  $0,76 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .



Obr. 4.2 a) Experimentálně naměřené vektory rychlosti, b) interpolované hodnoty vektorů rychlosti. Výsledky jsou pro rovinu A (aktivní pouze čtyři vyústky v palubní desce) pro zmenšený model. Převzato a upraveno z [123]



Obr. 4.3 Výsledky CFD simulace pro rovinu A [123]

Experimentální výsledky pro rovinu A jsou na obr. 4.2. Vektorové pole získané CFD

<sup>39</sup> Vyústka pod čelním sklem, která slouží k odmlžování a odmrazování skla

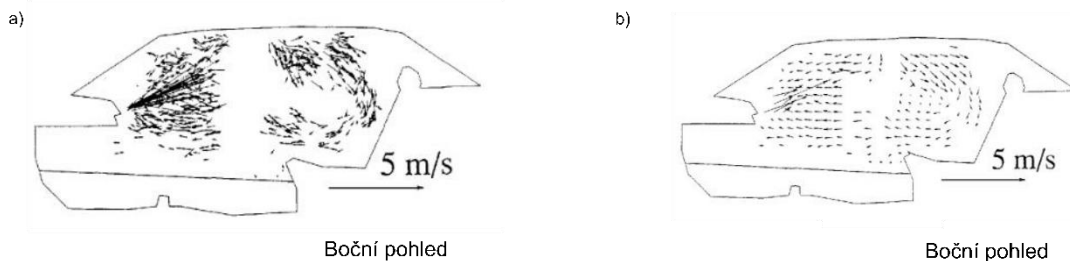
<sup>40</sup> Unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes

simulací je na obr. 4.3.

Byla dosažena dobrá shoda mezi experimentem a numerickou simulací. Rozdíly v proudových polích pro jednotlivé modifikace ukazují na podstatný vliv nožních vyústek na celkový obraz proudění uvnitř kabiny. Autoři dále doporučují provádět experimenty v modelech skutečné velikosti, a to kvůli zachování Reynoldsova čísla.

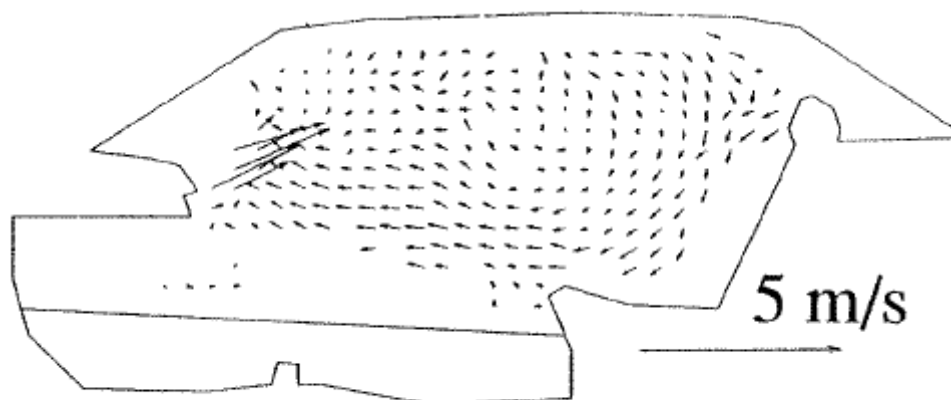
Na základě získaných znalostí Ishihara a kol. [124] provedli obdobný experiment znovu, tentokrát v kabině automobilu Nissan Cedric (model 1987) o skutečné velikosti. Střecha a dveře byly vyrobeny z akrylátové pryskyřice kvůli optickému přístupu pro kameru a laser. Použitým médiem byl vzduch, který byl přiváděn pomocí čtyř vyústek umístěných v palubní desce do prostoru kabiny automobilu. Byla použita metoda PIV a jako trasovací částice byly použity héliové bublinky o průměru 2 mm.

Reynoldsovo číslo mělo hodnotu 26 500. Průměrná rychlost na výstupu z vyústek byla  $4,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Celkový objemový průtok vyústkami činil  $4 \text{ m}^3\cdot\text{min}^{-1}$ . Byly změřeny roviny A, B definované již v [123] a to ve dvou variantách – s figurínami na předních sedadlech a bez figurín.



Obr. 4.4 a) Experimentálně naměřené vektory rychlosti b) interpolované hodnoty vektorů rychlosti. Výsledky jsou pro rovinu A (aktivní pouze čtyři vyústky v palubní desce) pro reálnou kabinu automobilu. Převzato a upraveno z [124]

Z článku vyplývá, že rychlostní pole v reálné kabině a ve zmenšeném modelu se na některých místech podstatně liší. To může být podle autorů způsobeno odlišnými Reynoldsovými čísly nebo mírně odlišnou geometrií. Přítomnost figurín nemá velký vliv na rychlostní pole v rovině A (středem kabiny), nicméně v rovině B (středem sedadla řidiče) už jsou rozdíly podstatné.



Obr. 4.5 Interpolované vektory rychlosti pro rovinu A s figurínami [124]

Bode [125] potvrzuje složitost a komplexnost proudění uvnitř kabiny automobilu. Nepatrná změna v natočení horizontálních lamel u jedné vyústky vede k celkové změně proudového pole.

Herwig a kol. [126] provedli numerickou simulaci izotermického proudění ve zjednodušeném a zmenšeném modelu v poměru 1:2. Venkovní plochy byly tvořeny z 10 mm tlustého akrylátového skla. Model obsahoval pouze přední a zadní řadu sedadel, palubní desku a ovládací panel. Byl proveden také experiment za použití dvojdimenzionální LDA<sup>41</sup> metody. Autoři uvádí, že jako trasovací částice byl použit roztok vody a glycerinu<sup>42</sup>. Numerická simulace byla provedena v softwaru STAR-CD. Byla použita metoda modelování turbulence RANS, konkrétně byl použit model turbulence k- $\epsilon$ . Porovnání experimentu s numerickou simulací přineslo uspokojivou shodu v časově průměrovaných veličinách. Veličiny popisující turbulentní chování, jako Reynoldsova napětí<sup>43</sup>, ve shodě již nebyly. Autoři to vysvětlují použitým modelem turbulence k- $\epsilon$ . Autoři dále uvádí, že ačkoli Reynoldsovo číslo bylo velmi nízké ( $Re \approx 6000$ ) a jeho hodnota odpovídala přechodovému režimu, v celé oblasti bylo plně vyvinuté turbulentní proudění.

Yoon a Lee [127] experimentálně měřili rychlostní pole pomocí metody PIV. Naměřená data měla sloužit k lepšímu pochopení proudění uvnitř kabiny automobilu a k validaci dat získaných CFD. Experiment byl proveden na zjednodušeném a zmenšeném modelu v poměru 1:10. Model byl vyroben z polykarbonátových desek. Interiér zahrnoval sedadla, boční dveře, strop a podlahu. Model obsahoval 4 vyústky umístěné v palubní desce a dvě

<sup>41</sup> Laser doppler anemometry

<sup>42</sup> Po konzultaci s odborníky na PIV se domnívám, že roztok glycerinu a vody byl použit spíše jako médium, než trasovací částice

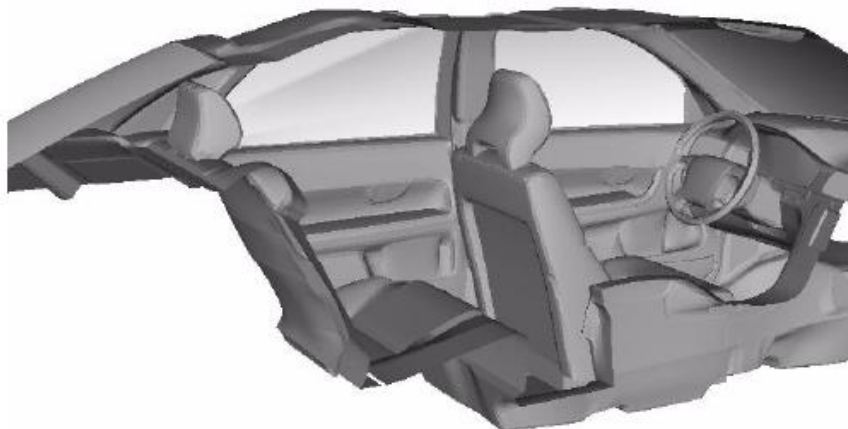
<sup>43</sup> Reynolds stresses

vyústky směřující na nohy. Pracovní tekutinou byla voda, jako trasovací částice byly použity skleněné kuličky s povlakem stříbra, průměr částic byl 10  $\mu\text{m}$ . Celkem bylo zkoumáno pět různých konfigurací (panelové vyústky, vyústky směřující na nohy a tři hybridní nastavení). Režim panelových vyústek byl efektivnější, přestože u tohoto režimu byly nižší rychlosti proudění vlivem nižšího průtoku. Právě nižší rychlosti proudění způsobily vznik velkoplošných vírů v zadní části kabiny. Autoři dále poukazují na malé odlišnosti obrazu proudění v rovinách jdoucích středem řídicího panelu a středem sedadla řidiče, je ale nutno vzít v úvahu, že na sedadlech nebyly umístěny figuríny.

Aronson a kol. [128] zkoumali proudové pole uvnitř kabiny automobilu. Pozornost věnovali citlivosti CFD na okrajové podmínky (OP) a dále porovnávali výsledky numerických simulací s experimentálními daty získanými metodou PIV. Model byl velmi detailní, jak je patrné z obr. 4.6. Síť byla tvořena z 5–6 milionů buněk. Celkem model obsahoval pět vyústek. Na vstupu do každé vyústky byla předepsána vstupní rychlost. Byly použity celkem dva modely turbulence:  $k-\varepsilon$  a Realizable  $k-\varepsilon$ .

Autoři provedli numerickou simulaci a experiment při třech různých testovacích režimech:

- Větrání – venkovní vzduch
- Větrání – recirkulace
- Odmrazování – venkovní vzduch

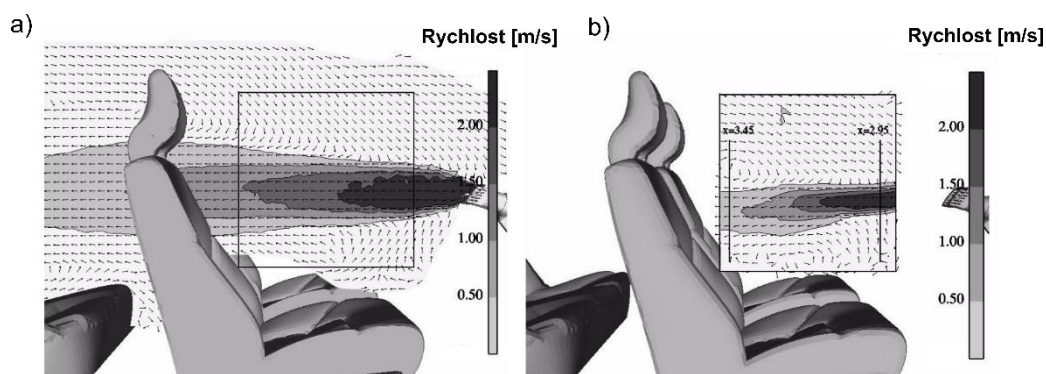


Obr. 4.6 Detaily modelu [128]

Experiment byl proveden v reálném automobilu Volvo S80, kdy byly odstraněny dveře u řidiče z důvodu optické dostupnosti. Pro každou podoblast bylo pořízeno nejméně 100 snímků, čímž se dle [129] nejistota měření pohybuje pod hranicí 2 %.

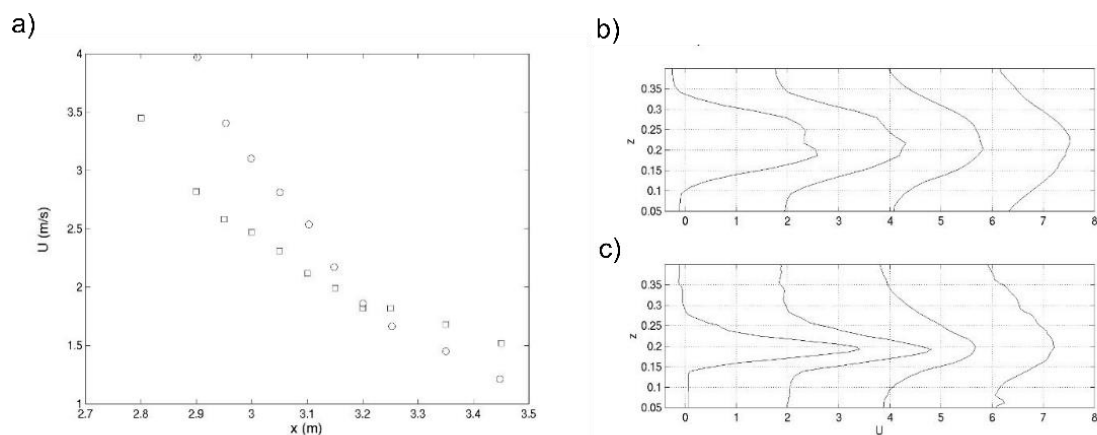
Výsledky obou metod ukazují na větší úhel rozšíření u CFD dat ve vertikální příčné rovině, viz obr. 4.7. Dle autora to lze zdůvodnit hned několika příčinami:

- hrubá výpočetní síť,
- nevhodný model turbulence,
- nevhodné okrajové podmínky.



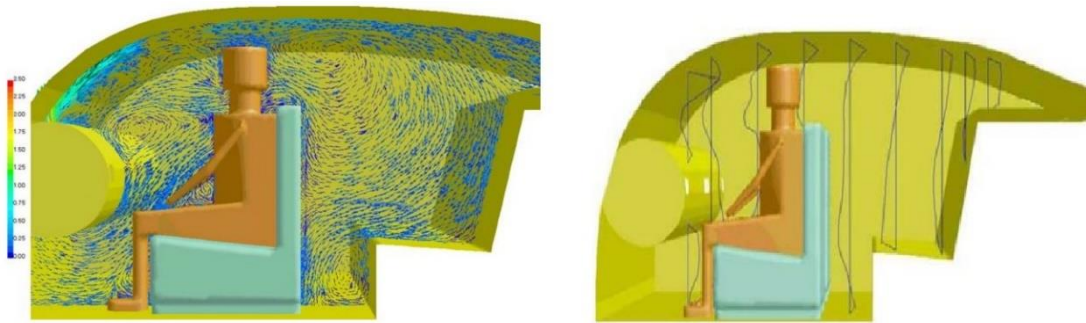
Obr. 4.7 Rychlostní pole v rovině jdoucí středem vyústky u řidiče a) PIV měření vpravo  
b) výsledky numerické simulace. Převzato a upraveno z [128]

U režimu recirkulace je dosaženo nižších rychlostí v určitých částech měřeného prostoru ve srovnání s režimem přívodu venkovního vzduchu. U poklesu maximální rychlosti byl zachycen trend poklesu, ovšem rychlosti získané na základě experimentu mají větší hodnotu.



Obr. 4.8 a) Pokles maximální rychlosti (kruh – PIV, čtverec – CFD) b) vybrané rychlostní profily [128]

Alhajeri a kol. [130] provedli CFD simulaci ve zmenšeném modelu (1:5) automobilu Ford Mondeo (1997). Vzduch byl přiváděn pomocí dvou defrostových vyústek, určených pro odmrazování předního skla. Dále jsou v modelu umístěny čtyři vyústky, dvě ve středovém panelu palubní desky a poté jedna vyústka je v palubní desce u dveří na každé straně.

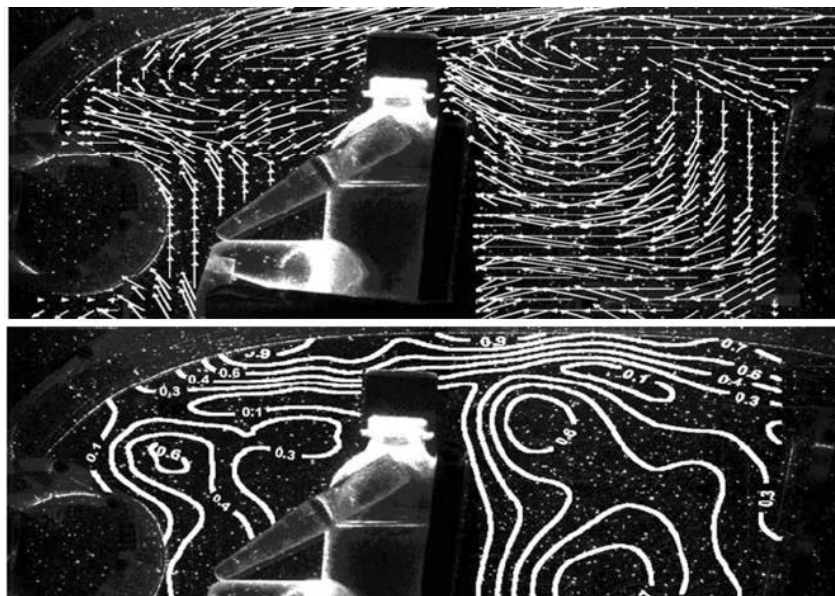


Obr. 4.9 Rychlostní pole a rychlostní profily v rovině procházející středem sedadla řidiče [130]

Trojdimenzionální model kabiny obsahuje figurínu umístěnou na sedadle řidiče. Síť byla tvořena 260 000 buňkami. Byl použit model turbulence  $k-\varepsilon$ . Hodnota intenzity turbulence na vstupu byla nastavena na hodnotu 5 %. Výsledky numerické simulace jsou na obr. 4.9. K vidění jsou vektory rychlosti a také rychlostní profily v rovině procházející středem sedadla řidiče.

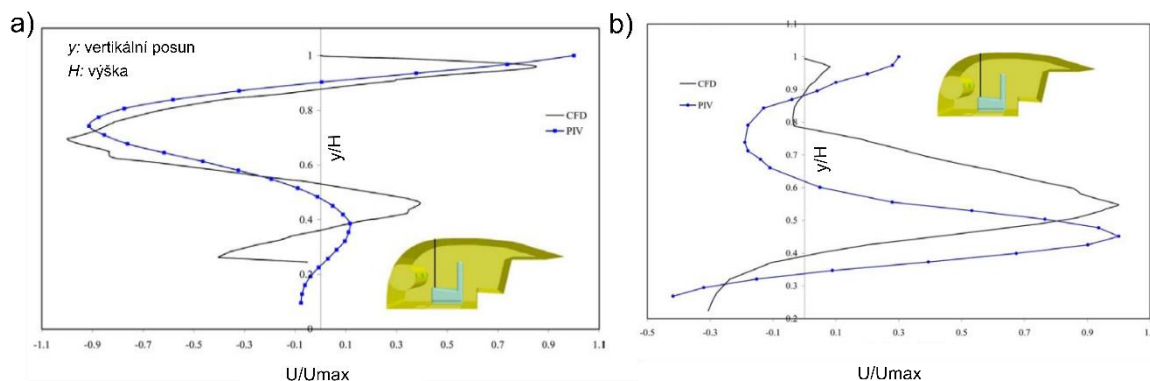
Alhajeri a kol. provedli experiment, kdy pomocí PIV metody měřili rychlostní pole v modelu automobilu o stejné velikosti. Model byl vyroben z plexiskla. Trasovací částice z inertního polyamidového materiálu měly průměr 30  $\mu\text{m}$ .

Výsledky experimentu jsou zobrazeny na obr. 4.10. Z výsledků jsou patrné reverzní proudy směřující na hlavu řidiče. Hlava a zejména krk jsou nejcitlivější částí lidského těla z hlediska



Obr. 4.10 Rychlostní pole středem sedadla řidiče [130]

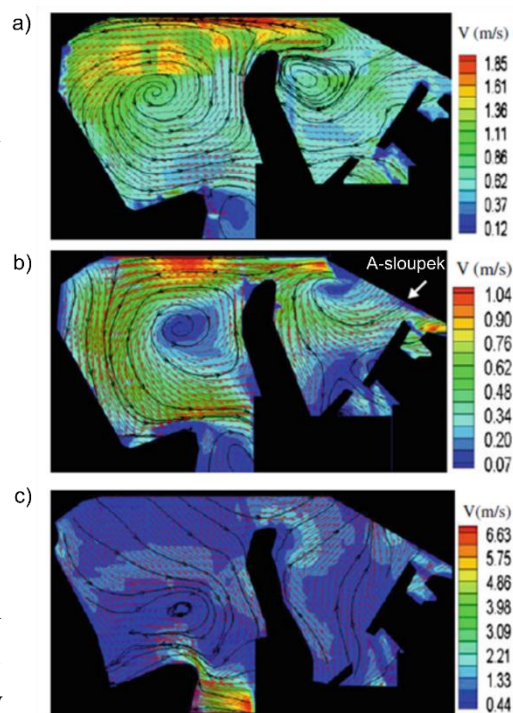
obtěžování průvanem, proto by mělo dojít k odklonění proudu, nebo ke snížení jeho intenzity.



Obr. 4.11 Validace dat a) řez středem sedadla řidiče, b) řez středem kabiny

Validace dat ukazují dobrou shodu (obr. 4.11). Vykreslené rychlostní profily v rovině procházející středem sedadla řidiče (obr. 4.11 a)) ukazují minimální odlišnosti zejména v horní části modelu kabiny. Maximum rychlosti v záporné polorovině bylo určeno s odchylkou 9 % od experimentu. Porovnání rychlostních profilů v rovině jdoucí středem kabiny (obr. 4.11 b)) nepřináší shodu v určení maximální rychlosti reverzních proudů. Hodnota velikosti maximální rychlosti je určena s vysokou přesností, nicméně umístění obou maxim se nepatrně liší.

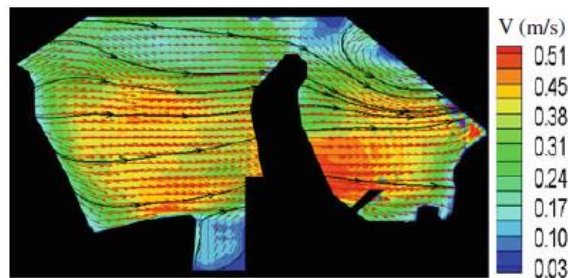
Lee a kol. [131] provedli PIV experiment v reálném automobilu Hyundai Sonata. Střecha a přední dveře na straně spolujezdce byly odstraněny. Odstraněné komponenty automobilu byly nahrazeny částmi z čirého tvrzeného skla, tak aby byla zaručena dobrá optická dostupnost. Autoři měřili rychlostní pole ve třech rovinách: středem kabiny, středem sedadla řidiče a středem sedadla spolujezdce. Celkem byly zkoumány tři různé režimy, kdy byly



Obr. 4.12 Rychlostní pole pro režim:

- a) panelových výustek
- b) defrostových výustek
- c) nožních výustek [131]

postupně aktivovány panelové, defrostové a nožní vyústky. U panelových a nožních vyústek byla nastavena recirkulace vzduchu. V režimu defrostové vyústky byl přiváděn venkovní vzduch. Jako trasovací částice byly zvoleny kapičky olivového oleje o průměru 1–3  $\mu\text{m}$ . Nejistota měření rychlosti proudění byla 4,54 %. Naměřená rychlostní pole v rovině vedoucí středem sedadla řidiče jsou na obr. 4.12, pro názorné porovnání by bylo vhodnější sjednotit škálu rychlostí. Z měření vyplývá, že proudové pole uvnitř kabiny automobilu je velice komplikované a obsahuje mnoho velkých i malých vírových struktur. Proudová pole procházející středem sedadla řidiče a spolujezdce byla značně rozdílná v režimu defrostové vyústky, viz obr. 4.12 b) a obr. 4.13. Odlišnost proudových polí je zdůvodněna odlišným uspořádáním palubní desky. Velký vliv na proudové pole má také volant a ruční brzda.

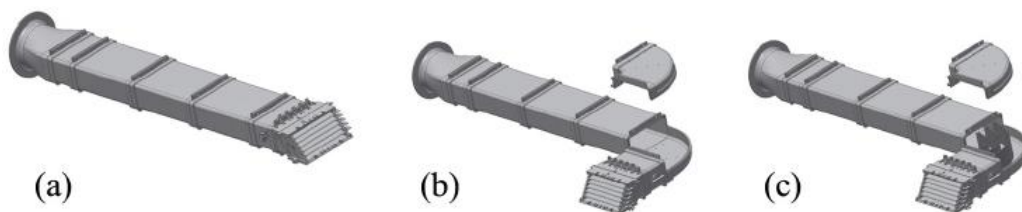


Obr. 4.13 Rychlostní pole pro defrostový režim. Rovina jdoucí středem sedadla spolujezdce [131]

Celková rychlost v rovině středu sedadla spolujezdce je nižší než u sedadla řidiče.

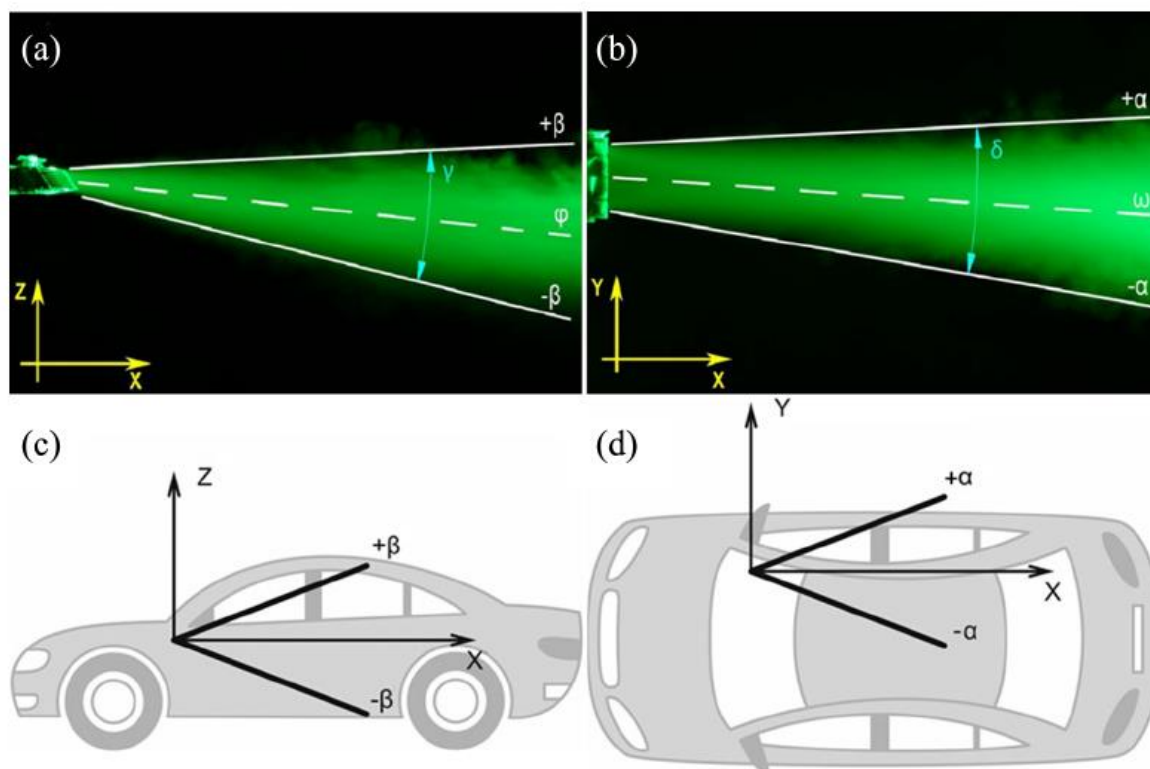
Ležovič a kol. [132] zkoumali rychlostní pole za vyústkou s využitím metody CTA v kombinaci s metodou kouřové vizualizace. Z publikace vyplývá, že skutečný směr proudu je odlišný od směru nastavených lopatek. Výkon vyústky je dále ovlivněn uspořádáním pořadí vertikální a horizontální řady lopatek a geometrií přívodního potrubí.

Lízal a kol. [133] se zaměřili na zkoumání rychlostního pole za automobilovou vyústkou. Využili metod HWA a kouřové vizualizace. Konkrétně byla použita metoda CTA s jednodrátkovou sondou (55P01). Vzorkovací frekvence byla 1 kHz. Přívodní kanál byl



Obr. 4.14 Varianty přívodního kanálu a) rovný kanál b) kanál s kolenem c) koleno s usměrňovacími lamelami [133]

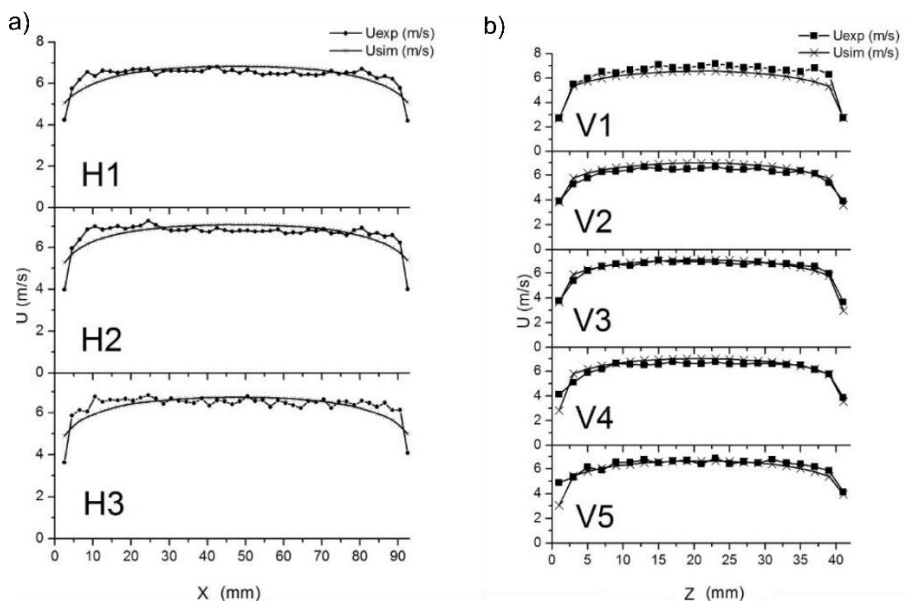
vytvořen ve třech různých variantách: rovný kanál, kanál s kolenem a koleno s usměrňovacími lamelami (obr. 4.14). Průtok byl nastaven na hodnotu  $90,7 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ . Autoři stanovili Reynoldsovo číslo v kanále, to mělo hodnotu 25 300. Z naměřených dat byly určeny okrajové úhly proudu vzduchu v prostoru před vyústkou. Za okraj proudu byla považována poloha, ve které rychlost proudu klesla na hodnotu 10 % z osové rychlosti. Definice úhlů směřování v jednotlivých rovinách je na obr. 4.15.



Obr. 4.15 Souřadnicový systém a orientace úhlů směřování ve vertikální rovině (a, c) a v horizontální rovině (b, d) [133]

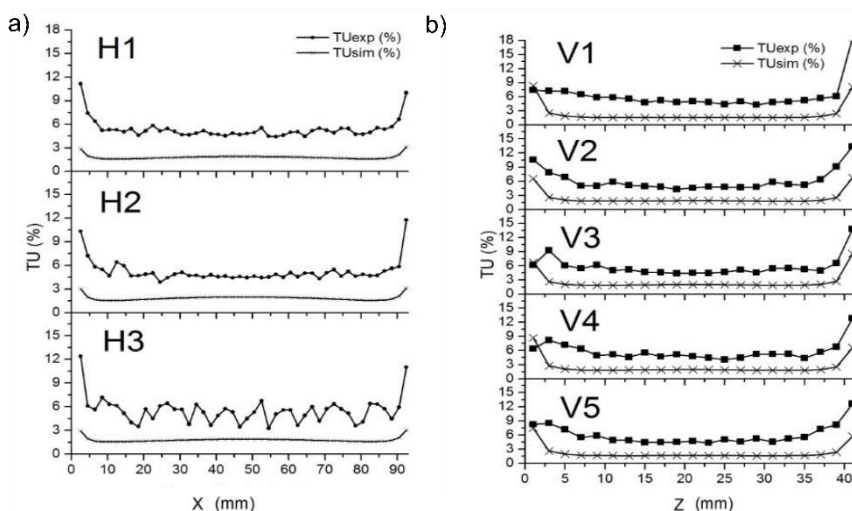
Z výsledků experimentu vyplývá, že koleno má velký vliv na proudění. Vložení usměrňovacích lamel do pravoúhlého kolene způsobilo pouze homogenizaci jádra proudu. Je tedy patrné, že tvar a konstrukční provedení přívodních kanálů má velký vliv na proudění.

Lízal a kol. [134] dále provedli validaci okrajových podmínek pro numerickou simulaci. Uvnitř přívodního kanálu s obdélníkovým průřezem byly pomocí metody CTA naměřeny rychlostní profily a byla spočtena intenzita turbulence. Byla provedena numerická simulace proudění na zjednodušené geometrii. Byl využitý volně dostupný software OpenFoam, ve kterém byla zvolena metoda modelování turbulence RANS s modelem turbulence SST  $k-\omega$ . Rychlostní profily získané na základě experimentu a numerické simulace jsou zobrazeny na obr. 4.16. Rychlostní profily vykazují dobrou shodu. Porovnání intenzity



Obr. 4.16 Rychlostní profily. Vlevo je zobrazen rychlostní profil pro horizontální rovinu, vpravo poté pro rovinu vertikální [134]

turbulence již dobrou shodu nepřineslo (viz obr. 4.17). To autoři zdůvodňují hned několika příčinami. V první řadě je třeba říci, že geometrie byla značně zjednodušena, není v ní tedy zachycena řada geometrických detailů. Drsnost povrchu, která není přesněji definovaná, může mít také zásadní vliv na výsledky numerické simulace. Dalším důvodem může být zvolený model turbulence SST  $k-\omega$ , který je založen na Boussinesquově hypotéze, ta předpokládá izotropní turbulenci. Tento předpoklad ovšem obecně není splněn.



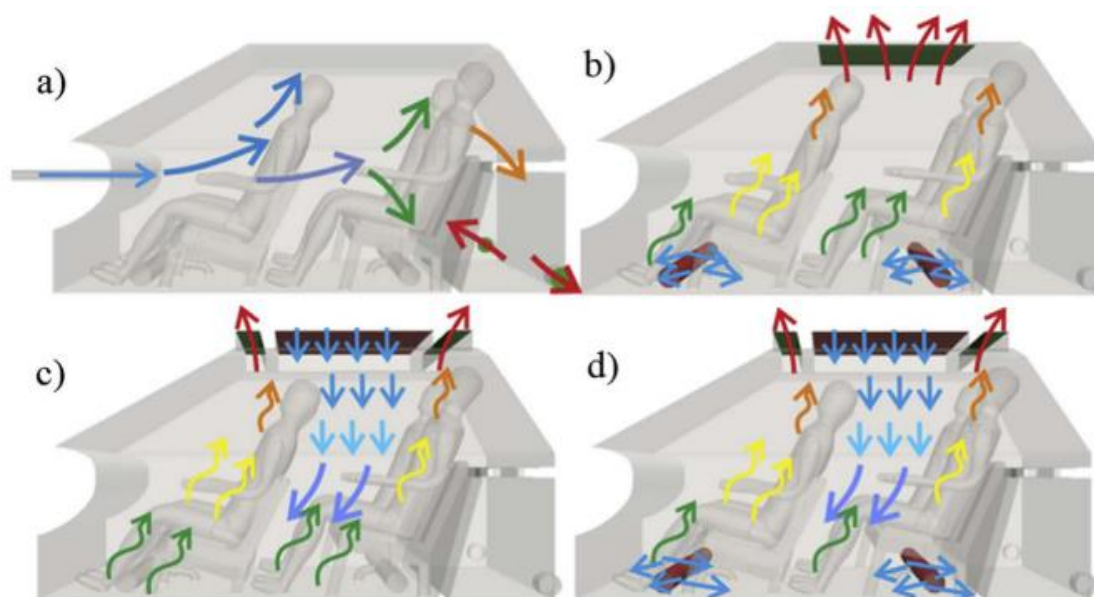
Obr. 4.17 Průběh intenzity turbulence a) horizontální rovina  
b) vertikální rovina [134]

Lízal a kol. [135] se také zabývali studiem proudění za defrostovou vyústkou, jejímž cílem je odmrazování a odmlžování čelního skla automobilu. Minimální požadavky na systém pro odmrazování a odmlžování skla u osobního automobilu jsou dány nařízením Komise č. 672/2010 [136]. Na defrostovou vyústku bývá často instalovaná krycí mřížka, a to většinou z estetického důvodu. Mřížka, jak je známo, může turbulenci utlumovat, nebo ji generovat. Z fyzikálního hlediska je výhodné generování turbulence kvůli zvýšenému přenosu tepla. Rychlostní pole za defrostovou vyústkou bylo měřeno metodou CTA. Z naměřených dat vyplynul zásadní vliv krycí mřížky na rychlost i na intenzitu turbulence proudění za defrostovou vyústkou. Nainstalování krycí mřížky vedlo ke snížení intenzity turbulence, což je z hlediska teorie přenosu tepla nežádoucí jev. Krycí mřížka zrovnoměnila výstupní rychlost po délce vyústky.

Dehne a kol. [137] se zabývali návrhem nových konceptů větrání v kabině automobilu. Celkem se zabývali třemi způsoby přivádění vzduchu do kabiny automobilu:

- a) palubní vyústky (MV<sup>44</sup>),
- b) vyústky pod sedadly (CDV<sup>45</sup>),
- c) velkoplošné stropní vyústky (LMCV<sup>46</sup>).

Každý z těchto typů distribuce lze použít samostatně nebo v kombinaci s jiným druhem přívodu vzduchu. Autoři zkoušeli přivádět vzduch kombinovaně pomocí vyústek



Obr. 4.18 Jednotlivé typy přívodu vzduchu, a) MV, b) CDV, c) LMCV, d) HV [137]

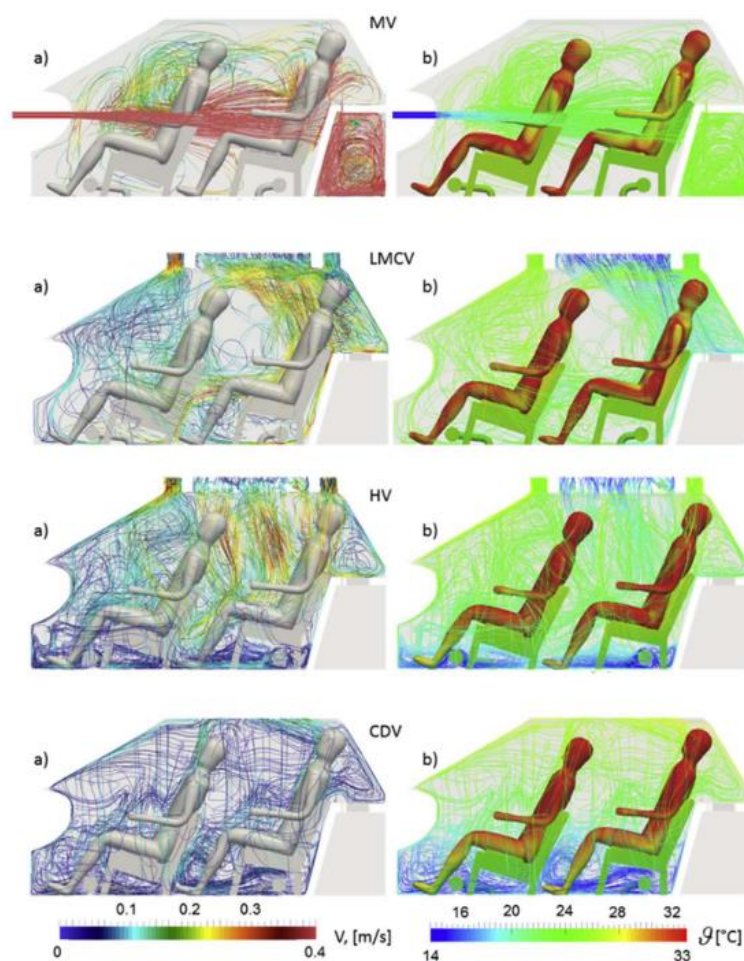
<sup>44</sup> Mixing ventilation

<sup>45</sup> Cabin displacement ventilation

<sup>46</sup> Low momentum ceiling ventilation

pod sedadly a ve stropě automobilu, tento typ přívodu je označen HV<sup>47</sup>. Maketa automobilu o skutečné velikosti (1,3×2,4×1,2 m) byla realizována pomocí hliníkových profilů a akrylové pryže. Během experimentu byla měřena teplota, vlhkost vzduchu a rychlost proudění ve významných místech – obr. 4.19. Z naměřených veličin byla určovaná ekvivalentní teplota a stáří vzduchu.

Byla provedena numerická simulace v programu OpenFoam. Byl použit přístup modelování turbulence RANS s modelem turbulence SST k- $\omega$ . Byl použitý řešič „buoyantBoussinq“. Výpočetní síť obsahovala celkem deset milionů buněk a byla vytvořena v komerčním programu Star-CCM+. Základní velikost buňky měla hodnotu 4 mm. Na vstupních plochách byla předepsaná rychlostní okrajová podmínka s homogenním rozložením. Přiváděný objemový tok do kabiny byl konstantní, a to  $0,028 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Manekýn generoval tepelný tok



Obr. 4.19 a) rychlost, b) teplota distribuce vzduchu pro jednotlivé varianty [137]

<sup>47</sup> Hybrid ventilation

75 W. Autoři se zabývali třemi ročními obdobími: přechodné období<sup>48</sup>, léto, zima. Výsledky z experimentu a CFD simulace se ve většině případů shodovaly. Nicméně autoři ukazují na některé problémy vertikální ventilace, kterými je třeba se v budoucnu zabývat, např. rychlé teplotní změny přiváděného vzduchu. Autoři také zdůrazňují, že nebyla uvažovaná přímá sluneční radiace.

AbdulNour [8, 138] měřil rychlostní pole za defrostovou vyústkou v okolí čelního skla. Použil metodu CTA. Rychlostní sonda byla umístěna do měřicích míst zvenku pomocí otvorů v předním skle. Autor provedl také numerickou simulaci s modelem turbulence k-ε, proudění bylo řešeno jako stacionární a proud byl považován za izotermický. Síť byla tvořena z 110 000 tisíc buněk a v oblasti předního skla byla zjemněna. Jednalo se o proudění turbulentní, neboť hodnota Reynoldsova čísla byla 12 100. Bylo dosaženo dobré shody výsledků experimentu a numerické simulace.

Melikov a kol. [139] se zabývali vlivem personalizované vyústky na tepelný komfort. Vyústka se skládala ze dvou separátních výdechů umístěných v blízkosti hlavové opěrky sedadla (obr. 4.20). Tato vyústka je vhodná pro prostory, kde převažuje sezení (divadla, prostory vozidel). K hodnocení tepelného komfortu bylo použito 35 dobrovolníků vyplňujících dotazník s Bedfordovou stupnicí. Proudění bylo řešeno pro konstantní i proměnnou teplotu. Celkem tři varianty teploty okolního/přiváděného vzduchu byly uvažovány. Konkrétně šlo o teploty 20/22, 23/23 a 26/26 °C. Vyplněním dotazníků bylo



Obr. 4.20 Ukázka personalizované vyústky [139]

---

<sup>48</sup> Jaro nebo podzim

potvrzeno, že vyústka nezpůsobuje pocit přílišného průvanu pro žádný ze tří výše uvedených teplotních režimů.

Croitoru a kol. [140] se zabývali vlivem intenzity turbulence na vstupu do domény s píستovým rychlostním profilem na lokální tepelnou ztrátu/tepelný komfort. Autoři uvažovali pouze samovolné proudění vzduchu. Hodnocení tepelného komfortu probíhalo pomocí virtuálního tepelného manekýna (CTM)<sup>49</sup>, byla použita metoda CFD s viskózním modelem turbulence SST k- $\omega$ . Simulace byla provedena ve virtuálním boxu o rozměrech běžné místnosti a je součástí rozsáhlého výzkumu personalizovaných vyústek pro kabiny dopravních prostředků. Z výsledků studie je patrná korelace mezi vstupní hodnotou intenzity turbulence a stupněm obtěžování průvanem, resp. tepelným pocitem.

K prohloubení problematiky proudění uvnitř kabin dopravních prostředků je možné využít znalosti z výzkumu zaměřeného i na kabiny letadel. Oba typy kabin, jak automobilní, tak kabiny letadel, mají mnoho společného – vzduchotechnické vyústky<sup>50</sup>, velké množství okolních stěn, nehomogenní prostor způsobený velkým počtem sedadel, popř. cestujícími.

You a kol. [141] měřili proudové pole v kabině letadla metodou PIV. Použili také CFD přístup s modelem turbulence SST k- $\omega$  a RNG k- $\epsilon$ . Model turbulence SST k- $\omega$  byl přesnější pro určení proudového pole v dominantní oblasti proudění ventilačního výstupu. Autoři také použili empirickou rovnici pro popis poklesu osově rychlosti. Byla získána dobrá shoda pro oblast plně vyvinutého kruhové proudy.

Lin a kol. [142, 143] použili metodu modelování LES v kabině letadla. Ačkoli hardwarové a časové nároky byly obrovské, získané turbulentní charakteristiky proudového pole byly velice přesné. Metoda LES vyžaduje velmi jemnou síť v celém objemu, důsledkem jsou již zmíněné obrovské výpočetní náklady. Jako optimální přístup se může jevit kombinace RANS a LES metod známá jako DES, kde přístup RANS je použit v blízkosti stěny a metoda LES je použita dále od stěny [144]. To má za vliv snížení počtu buněk a výraznou úsporu výpočetních nákladů.

Shi a kol. [145] zkoumali proudové pole za osobní vyústkou v kabině letadla. Byly použity celkem tři metody: CFD s modelem turbulence SST k- $\omega$ , empirický přístup pro určení osově a radiální rychlosti a model virtuálního počátku. Metoda CFD poskytla nejpřesnější popis průběhů rychlostí. Zbylé dvě metody byly méně přesné než CFD metoda, přesto přesnost výsledků byla dobrá. Výhoda modelu virtuálního počátku i přístupu empirických rovnic jsou metody dostatečné z hlediska přesnosti předpovědi rychlosti proudění za velmi krátký čas.

---

<sup>49</sup> Computational thermal manikin, mn. č. CTMs

<sup>50</sup> Běžně je používán tzv. gasper, který se od automobilové vyústky tvarově zásadně liší

## 4.2 Tepelný komfort

Nejkomplexnějším zařízením pro měření tepelného komfortu je tepelný manekýn, jenž byl popsán v kap. 1.1.6. Kromě fyzického tepelného manekýna, kterého lze využít při experimentálním měření, se nabízí využití CTM při využití metody CFD. Použitím fyzického i virtuálního manekýna dostaneme stejné kvantitativní vyhodnocení tepelného komfortu daného mikroklimatu. V případě využití virtuálního manekýna jsme schopni vyhodnotit daleko podrobněji vliv jednotlivých mechanismů přenosu tepla (např. určení poměru konvekčního a radiačního tepelného toku) [72]. Tato informace je podstatná pro zlepšení tepelného komfortu. Většina CTMs má plochu povrchu mezi 1,549 m<sup>2</sup> a 1,688 m<sup>2</sup> [72, 146]. CTMs se běžně nachází ve třech základních polohách: stojící, ležící či sedící. První CTMs vznikali pomocí metody laserového skenování.

Curlle [147] vyhodnocoval tepelný komfort v kabině automobilu pomocí CFD. Konkrétně použil komerční software STAR-CD. Byla použita metoda RANS s modelem turbulence k- $\epsilon$ . Hexahedrální výpočetní síť obsahovala okolo 3 milionů buněk. Geometrie obsahovala kromě kabiny automobilu také čtyři pasažéry a vzduchovody. Výpočetní model zahrnoval všechny mechanismy přenosu tepla. Pro vyhodnocení tepelného komfortu byl použit interní software TIM<sup>51</sup>. Každý manekýn byl rozdělen na 14 částí. Každý segment se skládal z následujících vrstev: jádro, svaly, tuk, pokožka. Byly vyhodnoceny ukazatele PMV, TSV<sup>52</sup> a ekvivalentní teplota. Konvektivní a radiační složka přenosu tepla byla určena pomocí software STAR-CD a byla dále použita jako vstup do TIM programu, ve kterém byla počítána povrchová teplota kůže a oblečení. Data dále byla použita pro zlepšení okrajových podmínek manekýna – tzv. iterační smyčka. Byl řešen typický zimní případ, kdy teplota vzduchu byla nastavena na hodnotu -20 °C. Tepelné ztráty kabiny byly určeny pro předpokládanou konstantní rychlost automobilu 100 km·h<sup>-1</sup>. Do kabiny byl přiváděn vzduch o teplotě 60 °C a konstantním hmotnostním toku 100 kg·h<sup>-1</sup>. Řešení bylo časově nezávislé. Autor získal detailní přehled o povrchových teplotách a tepelných tocích z jednotlivých povrchů. Dále byly získány teploty a rychlosti vzduchu v celé doméně. Ekvivalentní teplota byla vynesena do diagramu komfortních zón pro všechny čtyři manekýny. V porovnání tepelného komfortu manekýna na předních sedadlech vyšel lépe řidič v dolních částech těla, což autor odůvodňuje vyšším počtem výustek na straně řidiče. Porovnání tepelného komfortu u horních částí těla není realistické dle autora. Článek lze chápat jako prvotní studii dané problematiky, neboť neobsahuje srovnání s experimentem.

---

<sup>51</sup> Thermo-physiological model of passenger

<sup>52</sup> Thermal sensation vote

Khatoon a Kim [148] použili metodu CFD k hodnocení tepelného komfortu v kabině automobilu. Byl použit software Ansys Fluent s modelem turbulence k- $\epsilon$ . Autor zdůrazňuje vliv radiace na tepelný komfort. Konkrétně upozorňuje na radiační vlastnosti skel, na radiační spektrum a elevační úhel radiačního zatížení. Autor použil model S2S<sup>53</sup> s úhlovými faktory. Hodnota radiačního zatížení byla  $875 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . Dosažené výsledky byly porovnány s výsledky Sevilgense a Kilice [149]. Geometrie obsahovala řidiče, spolujezdce na předním sedadle a maketu dítěte umístěného vzadu. Celkem byly zkoumány tři distribuční systémy vzduchu:

- 1) přívod palubní deskou, odvod v zadní části automobilu,
- 2) přívod střešou, odvod postranními vyústkami,
- 3) přívod postranními vyústkami, odvod střešou.

Celkem bylo napočítáno 30 minut simulace. Časový krok pro prvních 5 minut byl 0,001 s, poté byl zvýšen na 1 s. Čas transientní simulace byl zvolen s ohledem na fakt, že většina cest autem je do vzdálenosti 18 km a do 30 minut [150]. Nejvyšší teplota v kabině byla v prvním případě ( $24,42 \text{ }^\circ\text{C}$ ), poté následoval druhý případ ( $21,85 \text{ }^\circ\text{C}$ ) a nejnižší teplota byla naměřena ve třetím případě ( $19,95 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Dále byl určen koeficient účinnosti odvodu tepla (HRE<sup>54</sup>), který byl nejvyšší pro první případ (0,51), poté následoval druhý případ (0,48) a třetí případ (0,46). Dále byl vyhodnocen ukazatel PMV pro jednotlivé manekýny a pro jednotlivé koncepty distribuce vzduchu. Řidič se nachází v neutrální zóně u všech konceptů distribuce vzduchu. Dítě se nachází v oblasti mírného diskomfortu.

Bhat a kol. [64] se zabývali zkoumáním tepelného komfortu v kabině automobilu metodou CFD v software Fluent Ansys. Konkrétně šlo o 3D model automobilu od firmy Honda o rozměrech  $1,14 \times 2,35 \times 1,06$ . Model obsahoval 4 palubní vyústky, 2 na středovém panelu a 2 po obou stranách. Výstup byl řešen pomocí 2 vyústek v zadní části auta ústících do kufru. V druhém modifikovaném případě byly na palubní desce umístěny 4 vyústky blízko sebe. Nebyla zvolena jedna šterbinová vyústka z důvodu vyhnutí se Coandova efektu, který vzniká při vysokém poměru stran, čemuž se věnoval Trancossi [151]. Síť byla nestrukturovaná a skládala se celkem z 6,8 milionů tetrahedrálních buněk. Byl použit „Pressure based“ řešič s modelem turbulence SST k- $\omega$ . Rychlost na vstupech měla hodnotu  $2,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  v obou případech. Solární zatížení bylo nastaveno na hodnotu  $760 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  s elevačním úhlem  $15^\circ$ . Byl použit model S2S. Je vykreslen pokles osově rychlosti v rovině symetrie kabiny, kde nejsou patrné podstatné rozdíly.

---

<sup>53</sup> Surface-to-Surface

<sup>54</sup> Heat Removal Efficiency

Autoři provedli test nezávislosti sítě (GIT<sup>55</sup>), ten poskytl uspokojivé výsledky. Výsledky byly vyhodnoceny ve dvou rovinách – středem kabiny a středem sedadla řidiče<sup>56</sup>. Pozorovány byly dvě fyzikální veličiny – teplota a rychlost vzduchu. Navrhovaná upravená varianta dosahuje lepších výsledků při hodnocení tepelného komfortu v průměru o 15 %. Parametr HRE je větší u upravené varianty, kde dosahuje hodnoty 0,63. U původní geometrie je hodnota HRE 0,53.

Sevilgen a Kilic [149] se zabývali vlivem radiace na povrchové teploty uvnitř kabiny automobilu. Experimentální data byla porovnána s výpočetními daty získanými metodou CFD v software ANSYS FLUENT 6. 3. 26. Zvolený byl algoritmus SIMPLE<sup>57</sup> s modelem turbulence RNG k-ε. Bylo použito solární zatížení o hodnotě 875 W·m<sup>-2</sup>. Úhlové faktory byly počítány pomocí modelu S2S. Geometrie kabiny v reálném měřítku byla vytvořena dle reálného automobilu Fiat Albea 2005. K vyhodnocení tepelného komfortu byl použit CTM, který se dělil celkem na 16 částí. Celková plocha manekýna byla 1,81 m<sup>2</sup>. Bylo použito tzv. hexcore síťování, jedná se o hybridní využití kartézské buňky v jádru domény a tetrahedrální buňky v blízkosti hraničních povrchů. Strukturovaná síť byla tvořena z 900 000 objemových buněk. Teplota okolního vzduchu byla nastavena na hodnotu 30 °C, teplota vnitřního vzduchu měla inicializační hodnotu 50 °C. Sklo mělo tyto parametry: transmisivita 80 %, absorptivita 10 %. Jednalo se o transientní simulaci s celkovým časem 30 min. Časový krok u prvních 5 min byl 0,001 s, poté 1 s. Aktivní byly vyústky na palubní desce, kde byla nastavena rychlostní okrajová podmínka s hodnotou rychlosti 2,5 m·s<sup>-1</sup>. Defrostové vyústky nebyly aktivní. Na oblečených částech manekýna byla nastavena konstantní teplota 33 °C, na neoblečených částech a na oblečení poté 33,7 °C.

Experiment byl proveden na skutečném automobilu téhož modelu. Autor porovnával teploty povrchů částí automobilu a také teploty vzduchu ve vybraných bodech. Ze studie vyplývá, že přední část automobilu je více ovlivněna solárním zářením, což je způsobeno předním sklem. Srovnání experimentálních a numerických dat přineslo dobrou shodu. Rozdíly jsou do 2 °C, což autoři považují za velmi dobré, jelikož výsledek je ovlivňován mnoha faktory, jakými jsou: radiace, materiálové charakteristiky, součinitel přestupu tepla na obou stranách povrchu či tepelné ztráty vozu. Autoři dále zdůrazňují, že proudové pole je nehomogenní. K ustálení teplot poté došlo přibližně po 15 minutách chlazení kabiny.

Moon a kol. [152] se zabývali vlivem spektrálního záření na teplotní pole v kabině automobilu pomocí CFD. Konkrétně byl použit software Fluent. Tetrahedrální buňky byly použity pro objemovou síť, která obsahovala 3,5 milionů buněk. Virtuální manekýn,

---

<sup>55</sup> Grid Independence Test

<sup>56</sup> Článek vznikl v Indii, kde se jezdí vlevo, proto je rovina řidiče nestandardně umístěna vpravo

<sup>57</sup> Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations

skládající se ze 16 částí, byl umístěn na místě řidiče. Solární zatížení bylo  $875 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ , úhlové faktory byly počítány modelem S2S. Konstantní tepelný tok  $80 \text{ W}$  byl nastaven na manekýnovi. Součinitel přestupu tepla byl nastaven na hodnotu  $10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  u všech povrchů. Emisivita měla hodnotu 0,95 u všech povrchů až na okna, kde byla nastavena hodnota 0,88. Zbylé parametry se shodují s těmi uvedenými v [149], neboť autor této publikace porovnává dosažené výsledky s těmi, které naměřil a vypočítal právě Selvigen a Kilic. Moon a kol. dále určili, že případ, kdy simulace zahrnuje spektrální záření, dosahuje lepších výsledků než simulace bez spektrálního záření. To zdůvodňuje tím, že přenášená a absorbovaná energie je v blízkosti infračerveného spektra. Při snížení průtoku vzduchu dochází k nedostatečnému promíchání vzduchu v kabině a přiváděného proudu. Autoři dále provedli srovnání Fangerova modelu tepelného komfortu s modelem ekvivalentní teploty. Fangerův model není pro silně nehomogenní prostředí vhodný.

Sen a Selokar [153] se zaměřili na vyhodnocení tepelného komfortu ve vozidle se třemi řadami sedadel a celkovým počtem 8 cestujících. Pomocí přístupu CFD v softwaru Star-CCM+ v 10.0 byly zkoušeny celkem 4 varianty, kdy se měnila poloha nastavení lamel ve vyústkách na palubní desce (obr. 4.21). Poloha lamel byla v různých kombinacích směřována na hlavní části těla: hlava, ramena, hrud', pas. Objemová síť byla tvořena z 3 milionů polyhedrálních buněk. Byl použit model turbulence k- $\epsilon$ . Během simulací byly využity řešiče segregated i coupled. Transmisivita, resp. absorptivita předního skla byla nastavena na hodnotu 0,44, resp. 0,52, a zadního skla 0,86, resp. 0,30. Autoři se zaměřili dále na celkem tři případy:

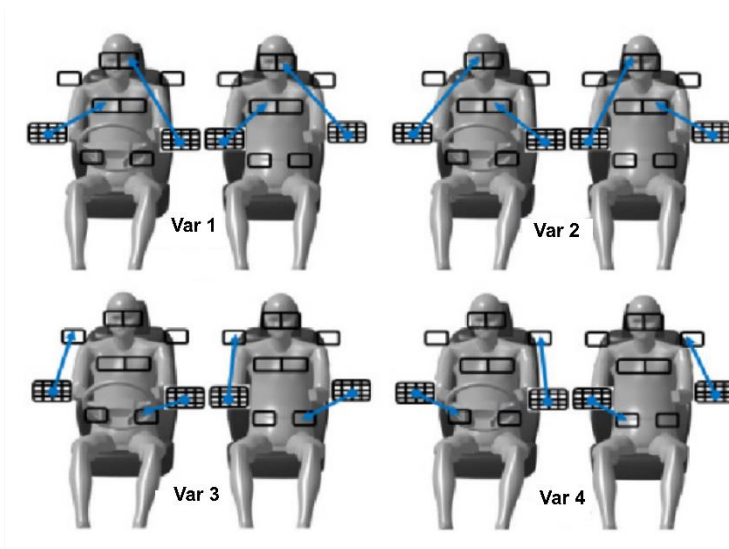
**Adiabatické proudění** – se snahou identifikovat místa nedostatečného proudění vzduchu pomocí časově nezávislých simulací. Byl uvažován maximální průtok  $450 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ . U této varianty byly zkoušeny jednotlivé polohy lamel, které směřují vzduch na hlavní části těla, viz výše. Výsledky ukazují, že pouze lamely směřující na oči a ramena mají uspokojivé proudové pole. V jiném případě dochází ke zkratu proudění. Výsledky ukazují na velkou rychlost proudění na horní polovinu těla pasažérů na předních sedadlech. Malé rychlosti proudění od pasu dolů u těchto pasažérů zdůvodňují vzduchovou kapsou. Rychlostní pole na úrovni pasažérů v prostřední řadě se jeví dostatečné. V zadní řadě už jsou rychlosti u krajních pasažérů podstatně nižší. Výsledky dále ukazují na nutnost větracího tunelu určeného pro zadního středového pasažéra. Autoři dále změnili natočení lamel, což vedlo k získání lepšího obrazu proudění. Po provedení této úpravy se jeví jako dostatečné i proudové pole u všech pasažérů na zadním sedadle.

**Parkování** – transientní simulace zaparkovaného automobilu na slunci se zatížením  $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . Bez přiváděného vzduchu byly uvažovány pouze vztlakové síly a přirozená konvekce. Celkem bylo napočítáno 2,3 h tohoto děje. Teplota během této doby vzrostla až na  $70\text{--}80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Takto vysoké teploty byly v přední části automobilu. To poukazuje,

že podstatné množství energie vstupuje do vozu přes čelní a boční skla. Palubní deska rozehřátá na vysokou teplotu je podstatným zdrojem tepla uvnitř kabiny.

**Chlazení kabiny** – solární zatížení  $1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ , solární a tepelný poměr byl 1:1. Výchozím stavem pro tuto simulaci byl stav z předchozího případu (parkování) po 2,3 h. Upravená varianta dosahuje více homogenní proudové pole. Pro chlazení kabiny je tedy efektivnější.

Sen a Selokar uvádí, že CFD simulace podobného typu jsou užitečnou metodou pro návrh větrání či chlazení kabiny v rané fázi vývojového cyklu.



Obr. 4.21 Přehled nastavení směřování výustek [153]

Zhou a kol. [154] vyhodnocovali tepelný komfort v kabině automobilu během krytého parkování, venkovního parkování a při jízdách podmínkách. Autoři zdůrazňují důležitost vyhodnocení tepelného komfortu v reálném provozu odlišností metabolické produkce tepla během řízení a při sezení. Hodnota metabolické produkce tepla při řízení je 1,2 až 1,7 met, zatímco během sezení je okolo 1 met [155]. Autoři dále upozorňují na výrazný vertikální teplotní gradient (teplotní stratifikace) v kabině automobilu při reálných podmínkách. Mezi střední teplotou kůže a tepelným pocitem existuje poměrně přesná korelace, proto je střední teplota pokožky důležitým faktorem při určování tepelného komfortu v kabině automobilu.

Zhang a kol. [156] hodnotili tepelný komfort v zaparkovaném autě v zimních podmínkách pomocí šesti dobrovolníků dotazníkovou metodou. Geometrie lidského těla byla členěna na devět částí a byla měřena povrchová teplota pokožky na každé části. Byla zjištěna korelace mezi teplotou pokožky a tepelným vjemem. Avšak citlivost tepelného vjemu na povrchovou teplotu pokožky je pro jednotlivé segmenty odlišná, závisí také na umístění dobrovolníka v kabině automobilu. Velmi citlivými částmi těla na změnu povrchové teploty kůže z hlediska tepelného vjemu jsou odhalené části – hlava a ruce.

Bandi a kol. [157] hodnotili tepelný komfort v kabině automobilu zatíženého solárním zářením. Zvolen byl numerický přístup s modelem turbulence RNG k- $\epsilon$ . Validace dat byla provedena s experimentálními a numerickými výsledky Sevilgena a Kilice [149]. Autoři se také zaměřili na zkoumání teplotního a rychlostního pole v kabině automobilu pro různé nastavení vertikální polohy usměrňovacích lamel u pravé vyústky v palubní desce<sup>58</sup>. Výsledky ukazují dominantní nízkofrekvenční víry vyskytující se v kabině automobilu s periodou 50 s. Tepelný komfort byl hodnocen na základě ekvivalentní teploty a efektivní teploty průvanu<sup>59</sup>. Nejlepších výsledků tepelného komfortu bylo dosaženo pro hodnoty úhlu  $\beta$  0° a 15°. Oba použité ukazatele se shodovaly v místech, kde byl průvan dominantní. V některých místech ovšem efektivní teplota průvanu vykazovala chladnější podmínky než ekvivalentní teplota. To je dáno neschopností efektivní teploty průvanu řešit radiační přenos tepla.

## 4.3 Kvalita vzduchu

V posledních letech byla věnována zvýšená pozornost znečištění ovzduší a hned několik studií naznačuje, že právě znečištění ovzduší má velký vliv na zvýšení úmrtnosti [82, 83].

Hlavním zdrojem znečištění v kabinách automobilů je přiváděný vzduch, který prochází přes kabinový filtr, kde dochází k odstranění určitého množství částic v závislosti na kvalitě filtru. Ke generování částic dochází i uvnitř kabiny, a to z vnitřních materiálů, jako je čalounění, polstrování, rohožky atd. Nemalé množství částic generuje i samotný člověk. Dalším významným vnitřním zdrojem částic je infiltrace<sup>60</sup> a resuspenze<sup>61</sup>.

Ptak a Fallon [158] měřili koncentraci částic v kabině osobního automobilu jedoucího po dálnici v blízkosti města, na venkovské silnici a v městské ulici. Měření bylo provedeno v různých letních obdobích, v různých dnech, ale vždy v odpolední dopravní špičce. Byly vybrány tři různé trasy okolo města Madison<sup>62</sup>, každý typ měl jinou charakteristiku:

- 1) čtyřproudá dálnice, vysoká rychlost, střední provoz,
- 2) venkovská silnice, malý provoz, střední až vysoká rychlost,

---

<sup>58</sup> Studie vznikla v Indii, kde automobily jezdí vlevo, pravá vyústka je tedy v tomto případě na straně řidiče

<sup>59</sup> Effective draft temperature

<sup>60</sup> Infiltrace neboli provzdušnění je přirozené větrání vznikající i při uzavřených větracích otvorech. Při infiltraci proniká vzduch netěsnostmi

<sup>61</sup> Resuspenze je děj, při kterém se dostávají usazené částice zpět do vzduchu vlivem proudění okolního vzduchu

<sup>62</sup> Wisconsin, USA

3) hustá doprava po městě, časté zastavení, nízká rychlost.

Vzorky byly odebírány na dvou místech uvnitř kabiny automobilu a na jednom místě vně. Odběr vzorků byl isokinetický<sup>63</sup>. V kabině byl umístěn optický čítač částic. Dále byla měřena koncentrace prachových částic gravimetrickou metodou. Celkem byly zkoumány čtyři ventilační režimy:

- 1) zavřená okna, ventilátor nastaven na maximum, klimatizace zapnutá,
- 2) zavřená okna, ventilátor nastaven na maximum, klimatizace vypnutá,
- 3) otevřená okna, ventilátor nastaven na maximum, klimatizace vypnutá,
- 4) zavřená okna, ventilátor nastaven na maximum, vytápění zapnuto.

Celkem byly testovány dva automobily bez kabinového filtru a jeden automobil, který měl zabudovaný kabinový filtr. Použitý filtr byl po ujetí 27 000 kilometrů podroben analýze metodou energeticko-disperzní rentgenové spektrometrie (EDS). Bylo potvrzeno velké množství částic hliníku, křemíku, vápníku a železa. Přítomnost malých částic bohatých na síru ukazuje přítomnost částic ze spalovacího procesu. Koncentrace částic uvnitř kabiny automobilu v dýchací oblasti řidiče byla silně ovlivněna charakteristikou trasy. Největší koncentrace částic byly naměřeny postupně na šterkových cestách, v městských částech, na dálnicích. Nejlépe dopadly venkovské cesty. Vliv ventilačního režimu na koncentraci částic byl také podstatný. Největší koncentrace byly naměřeny pro modifikaci 3, následovala varianta 2, kdy byla vypnutá klimatizace. Z výsledku je patrné, že filtr efektivně odfiltroval větší částice.

Barnes a kol. [159] se zabývali kvalitou ovzduší uvnitř kabin osobních automobilů v Hong Kongu. Celkem bylo testováno 51 vozidel, a to v období léta. Během trasy, která trvala vždy okolo 30 minut, byly měřeny částice PM 2,5 a PM 0,3, těkavé organické sloučeniny (TVOCs), oxid uhelnatý (CO), oxid uhličitý (CO<sub>2</sub>), teplota a relativní vlhkost s frekvencí jedné minuty. Dále byly měřeny bakterie ve vzduchu a houby v intervalech po deseti minutách. Podrobnější měření částic bylo provedeno na deseti náhodně vybraných vozech při běhu motoru na volnoběh, měření trvalo deset minut. Z výsledků bylo patrné, že ve většině případů je množství naměřených částic PM 2,5 v kabině menší než množství částic okolního prostředí. Během prvních deseti minut experimentu docházelo ke snížení počtu částic PM 2,5 o 34 %. Podobný trend byl pozorován i u částic PM 0,3. Při porovnání počtu částic PM 2,5 v provozu a na volnoběh jsou podstatně větší počty těchto částic naměřeny při jízdě automobilu. To naznačuje, že tyto částice pochází z okolního vzduchu.

---

<sup>63</sup> Isokinetický odběr vzorků je takový, kdy lineární rychlost tekutiny v ústí odběrové sondy je rovna lineární rychlosti tekutiny v potrubí v místě odběru vzorku. Odběrová sonda má stejný směr jako proudící médium

Koncentrace CO v kabinách všech osobních automobilů byla velmi uspokojivá. Průměrná koncentrace CO<sub>2</sub> při jízdě byla 3413 ppmv<sup>64</sup>. Pouze u jednoho automobilu byla koncentrace CO<sub>2</sub> při jízdě pod kritickou hodnotou 1000 ppmv, doporučovanou jako maximální. Celkem u čtyř automobilů byl překročen maximální měřicí limit 8888 ppmv. V režimu motoru na volnoběh byla průměrná koncentrace CO<sub>2</sub> 3096 ppmv. Při měření těkavých organických látek nedosáhlo 24 % automobilů na třídu „excelentní“<sup>65</sup> ani „dobrá“<sup>66</sup>. V režimu volnoběhu byla u 70 % automobilů naměřena vyšší koncentrace těchto látek. Koncentrace TVOC během jízdy byla 331 ppbv<sup>67</sup>. Během volnoběhu byla koncentrace TVOC podstatně vyšší – konkrétně 1351 ppbv. U bakterií obsažených ve vzduchu bylo celkem 40 automobilů klasifikováno nejlepší třídou – „Excelentní“ (do 500 CFU·m<sup>-3</sup>)<sup>68</sup> a 7 automobilů bylo zařazeno do třídy „Dobrá“ (do 1000 CFU·m<sup>-3</sup>). Pouze 4 automobily se nevešly do prvních dvou tříd.

Vande Hey a kol. [160] sestavili zařízení na odstraňování částic z kabiny automobilu, tzv. scrubber. Zaměřili se na odstranění částic PM 2,5. Cílem bylo otestovat efektivitu zařízení a zjistit, zdali je možné snížit koncentraci částic PM 2,5 pod doporučenou hodnotu<sup>69</sup> 25 µg·m<sup>-3</sup>. Experimentální zařízení se skládalo z generátoru aerosolu, komory, která obsahuje dva HEPA filtry a dva ventilátory na homogenizaci aerosolu. Do boxu byly přiváděny částice vyrobené z chloridu sodného.

Uprostřed komory je umístěn scrubber. Experimentální zařízení také obsahuje deset senzorů Shinyei PPD42NS pro měření koncentrace částic, jedná se o relativně levné zařízení. Pro validaci těchto přístrojů zde byly umístěny přesnější přístroje, konkrétně šlo o dvojici přístrojů 3M Environmental Monitors. Každý přístroj měřil koncentraci částic PM 2,5 v jiném místě.

Vande Hey a kol. se dále zaměřili na přesnost levných čítačů částic, navázali tak na práci Prabakara a kol. [161], ze které vyplynulo, že přesnost levných čítačů částic je dostačující. Vande Heyův experiment ukazuje taktéž dostačující přesnost levných čítačů částic. Autoři zdůrazňují důležitost nízké ceny čítačů částic pro sériovou integraci do kabin automobilů.

Vande Hey a kol. provedli CFD simulaci za použití software OpenFoam. Byl použit přístup modelování turbulence RANS s modelem turbulence k-ε. Celkem byly řešeny čtyři případy:

---

<sup>64</sup> Parts per milion volume – jednotka pro objemovou část v milionu

<sup>65</sup> Koncentrace < 800 ppmv

<sup>66</sup> Koncentrace < 1000 ppmv

<sup>67</sup> Parts per billion volume – jednotka pro objemovou část v miliardě

<sup>68</sup> Colony Forming Units per volume metre – jednotky tvořící kolonie vztažené na metr krychlový

<sup>69</sup> Jedná se o průměrnou hodnotu za 24 hodin

- Částice přiváděny z vnějšku HVAC (vyústkami v palubní desce) jednotkou bez přítomnosti filtru. Scrubber umístěn v zadní části kabiny. Koncentrace částic v přiváděném vzduchu byla  $100 \mu\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$ . Byly nastaveny dvě rychlosti proudění.
- HVAC jednotka nastavena na recirkulaci, scrubber umístěn v zadní části kabiny.
- Částice přiváděny z vnějšku HVAC (vyústkami v palubní desce) jednotkou za přítomnosti filtru. Scrubber umístěn v zadní části kabiny.
- Částice přiváděny z vnějšku HVAC (vyústkami v palubní desce) jednotkou bez přítomnosti filtrů a bez přítomnosti scrubberu.

Výsledky numerické simulace ukazují na důležitost použití kabinového filtru. V režimu recirkulace při nízkých rychlostech proudění bylo dosaženo nízkých koncentrací sledovaných částic. Při vyšších rychlostech proudění koncentrace částic ve sledované oblasti byla příliš vysoká. Data z numerické simulace ukazují na rychlejší pokles částic při jejich filtraci, než tomu bylo při skutečném experimentu.

Szczurek a Maciejewska [41] měřili parametry vzduchu během jízdy. Jednalo se o teplotu vzduchu, relativní vlhkost, koncentraci oxidu uhličitého a koncentraci těkavých organických látek ve vzduchu. Cílem příspěvku bylo navrnutí způsobu přípravy relevantních dat pro řidiče automobilu. Měřené veličiny byly kategorizovány. K hodnocení kvality vzduchu byly navrženy následující ukazatele: tepelně-vlhkostní podmínky (teplota vzduchu a vlhkost vzduchu), výměna vzduchu (koncentrace oxidu uhličitého) a čerstvost vzduchu (obsah těkavých organických látek).

Chang a kol. [162] pomocí CFD metody určovali koncentraci  $\text{CO}_2$  v kabině automobilu. Vně i uvnitř automobilu byla nastavena počáteční koncentrace  $\text{CO}_2$  na hodnotu 420 ppm dle [163]. Výpočet byl proveden pro dvě varianty. Zdrojem  $\text{CO}_2$  byly cestující, kdy vydechovali  $9 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$  a koncentrace  $\text{CO}_2$  ve vydechaném vzduchu byla 40 000 ppm [97]. Dle [79] je pro vnitřní prostory minimální přívod čerstvého vzduchu  $2,5 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ . Výsledky studie ukazují, že při zachování tohoto požadavku vzroste koncentrace  $\text{CO}_2$  na hodnotu 2850 ppm. Minimální množství přiváděného vzduchu je dle autorů  $9,2 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$  na osobu pro dosažení doporučené koncentrace 1000 ppm  $\text{CO}_2$ .

Chan a Chung [164] zkoumali vliv režimu větrání na kvalitu vzduchu ve vozidle. Autoři doporučují využívat režim plného přívodu čerstvého vzduchu (tj. bez recirkulace) při jízdě na venkově, pro odstranění plynů znečišťujících ovzduší.

Katarzyna [165] měřil koncentraci oxidu uhličitého v kabině automobilu. Z jeho studie vyplývá, že koncentrace oxidu uhličitého při využití recirkulačního režimu může vzrůst až na hodnotu 4500 ppm, což je mnohonásobné překročení doporučených limitů.

Současná vědecká literatura obsahuje několik studií [166–174], které umožňují lépe porozumět distribuci aerosolu ve vnitřním prostředí. Vědeckých studií zabývajících se distribucí aerosolu v mikroprostředí kabiny automobilu je pouze několik. Arpino [175] využil Euler-Langrangerův model pro numerickou analýzu přechodného neizotermního rozptylu aerosolů v kabině osobního automobilu během jízdy trvající 15 minut. Kabina obsahovala dva cestující a celkem byly testovány tři scénáře:

- vzduch byl přiváděn vyústkami v palubní desce, obsazená sedadla: řidič, pravé zadní,
- vzduch byl přiváděn defrostovou vyústkou předního skla, obsazená sedadla: řidič, pravé zadní,
- vzduch byl přiváděn defrostovou vyústkou předního skla, obsazená sedadla: řidič, pravé přední sedadlo.

Při využití vyústek v palubní desce je nad palubní deskou vytvořena recirkulační oblast, šíření kapiček je malé. Aktivní defrostová vyústka má za následek rovnoměrnější proudové pole, což způsobuje vdechování kapiček emitovaných řidičem a spolujezdcem. Počet vdechnutých částic se s časem výrazně zvyšuje. Při cestách trvajících méně než 5 minut by mohlo být potenciální riziko přenosu viru zanedbatelné.

Chaudhry a Elumalai [176] experimentálně stanovovali počet částic v kabině automobilu pro dva režimy ventilace v reálném provozu. Režim recirkulace byl hodnocen nejlépe z hlediska počtu částic v interiéru vozidla. Autoři ale upozorňují, že u tohoto režimu je nízká rychlost výměny vzduchu, v důsledku čehož dochází k rychlému nárůstu koncentrace CO<sub>2</sub>. To potvrzuje i Stanley a kol. [177].

Grady a kol. [178] se zaměřili na frakční recirkulaci (recirkulace s minoritním přívodem vzduchu). Studie ukazuje, že frakční recirkulace může zachovat výhody plné recirkulace (snížení koncentrace znečišťujících částic v kabině automobilu a snížení spotřeby energie pro zachování tepelného komfortu). Zároveň frakční recirkulace potlačuje nevýhody recirkulace – zvýšení koncentrace CO<sub>2</sub>.

Zhang a Chen [179] uvádí, že směšovací větrání může snadno vést k přenosu infekčních onemocnění cestujících. Alternativou může být personalizovaný systém přívodu vzduchu, který může snížit expozici cestujících škodlivinám ve vzduchu až o 60 % [180].



# 5

## ANALÝZA, INTERPRETACE A ZHODNOCENÍ POZNATKŮ ZÍSKANÝCH NA ZÁKLADĚ KRITICKÉ REŠERŠE

### 5.1 Proudění vzduchu

V mnoha publikacích [123, 126, 127, 130] (viz tab. 5.1) zabývajících se problematikou proudění v kabině automobilů je tato problematika řešena ve zmenšeném modelu kabiny automobilu. Ishihara a kol. [123] upozornili na odlišnost Reynoldsových čísel pro jiné velikosti geometrie. Následně v publikaci [124] provedli srovnání rychlostních polí pro tvarově stejné geometrie o jiných velikostech. Při srovnání obou výsledků experimentu byla rychlostní pole na některých místech výrazně odlišná, což mohlo být způsobeno právě rozdílnou velikostí geometrie. To zapříčinilo odlišná Reynoldsova čísla. Na základě výše uvedených poznatků plyne důraz na provádění experimentu a numerických simulací vždy na modelech o skutečné velikosti.

Model turbulence  $k-\varepsilon$  je vhodný pro vyhodnocení časově průměrovaných veličin popisujících rychlostní pole uvnitř kabiny automobilu [126, 130]. Tento model turbulence však nepřinesl shodu při vyhodnocování veličin popisujících turbulentní charakter proudu [126]. Pro přesnější popis turbulentního chování proudu se nabízí aplikace metody modelování turbulence LES. Metoda LES má potenciál poskytnout přesnější turbulentní charakteristiky, ovšem za cenu vyšších výpočetních nároků. S ohledem na podstatný vliv turbulence na tepelný komfort [181] stojí použití metody LES za zvážení.

Dalším poznatkem plynoucím z dostupné literatury, konkrétně z publikace [131], je důraz na přítomnost figurín a obecně na co největší detaily interiéru vozidla. Prvky, jako volant, ruční brzda a pedály, způsobují výrazné odlišnosti při vyhodnocování proudových polí.

Proudové pole uvnitř kabiny automobilů je silně ovlivněno i tvarem vzduchovodů, které jsou umístěny před vyústkou [133]. Je tedy žádoucí, při výzkumu proudových polí v interiéru vozidla, věnovat patřičnou pozornost tvaru a konstrukčnímu provedení přívodních kanálů.

Tab. 5.1 Přehled publikací zabývajících se prouděním v kabinách dopravních prostředků

<b>Autor</b> <sup>70</sup>	<b>Exp. metoda</b>	<b>Místo</b>	<b>Velikost</b>	<b>CFD</b>	<b>Model turb.</b>	<b>Software</b>
Ishihara [123]	PIV	Model kabiny	1:4	Ano	URANS	–
Ishihara [124]	PIV	Nissan Cedric	1:1	Ne	×	×
Herwig [126]	LDA	Model kabiny	1:2	Ano	k- $\epsilon$	STAR CD
Herwig [126]	LDA	Model kabiny	1:2	Ano	k- $\epsilon$	STAR CD
Yoon [127]	PIV	Model kabiny	1:10	Ne	×	×
Aronson [128]	PIV	Volvo S80	1:1	Ano	k- $\epsilon$ , realizable k- $\epsilon$	–
Alhajeri [130]	PIV	Model kabiny	1:5	Ano	k- $\epsilon$	–
Lee [131]	PIV	Hyundai Sonata	1:1	Ne	×	×
AbdulNour [8, 138]	CTA	–	1:1	Ano	k- $\epsilon$	–

<sup>70</sup> Použito pouze příjmení hlavního autora

## 5.2 Tepelný komfort

Khatoon a Kim [148] uvádí, že radiace, konkrétně radiální vlastnosti skel, mají zásadní vliv na tepelný komfort. Dle Sevilgena a Kilice [149] je kabina automobilu zásadně ovlivněna dopadajícím solárním zářením. Největší vliv má dopadající záření na přední část kabiny kvůli přednímu sklu.

Sevilgen a Kilic porovnávali povrchové teploty jednotlivých částí automobilu získané experimentálně a metodou CFD. Teplotní rozdíl 2 K u jednotlivých částí automobilu, s ohledem na komplexnost problematiky, označili za velmi dobrý [149].

Sen a Selokar [153] upozorňují na dopad palubní desky na tepelný komfort. Vzhledem k vysoké povrchové teplotě palubní desky, z důvodu solárního zatížení (příznivý úhlový součinitel), je palubní deska výrazným zdrojem tepla v kabině automobilu.

K ustálení teplot v kabině automobilu při chlazení došlo v řádu nízkých desítek minut (15 minut) [149].

Zhou a kol. [154] zpochybňují přesnost měření tepelného komfortu v laboratorních podmínkách. Své tvrzení zdůvodňují odlišnou metabolickou produkcí u prostého sezení a při řízení automobilu.

Při reálných podmínkách je v kabině automobilu patrná výrazná vertikální teplotní stratifikace [154].

Velmi citlivými částmi těla z hlediska tepelného vjemu jsou odhalené části těla. Zhang a kol. [156] explicitně uvádějí zvýšenou citlivost hlavy a rukou.

Vertikální ventilaci experimentálně i numericky zkoumali již Dehne a kol. [137]. Nicméně, jak sami autoři uvádějí, v potaz nebyla brána radiace, která má na výsledný tepelný komfort zásadní vliv.

## 5.3 Kvalita vzduchu

Problematika kvality vzduchu v dopravních prostředcích se začala řešit teprve nedávno, nicméně dynamika vývoje této problematiky je velká.

Hlavním požadavkem na čítače částic pro sériovou implementaci do výroby je nízká cena. Proto se nabízí jako první krok vyhodnotit kvalitu vybraných levných čítačů. Již publikace [160, 161] ukázaly, že kvalita vybraných levných čítačů částic je dobrá a dostačovala by těmto potřebám.

Přítomnost malých částic bohatých na síru ukazuje na pronikání částic ze spalovacího prostoru do kabin osobních automobilů [158].

Kabinový filtr má zásadní vliv na kvalitu ovzduší uvnitř kabiny automobilu [158].

Koncentrace CO v kabinách dopravních prostředků je uspokojivá [159]. Nicméně limity koncentrace CO<sub>2</sub> byly častokrát překročeny, a to v některých případech i mnohonásobně kvůli nedostatečnému větrání [159, 162, 165, 176–178]. Chang a kol. [162] stanovili minimální množství přiváděného vzduchu na osobu na 9,2 l·s<sup>-1</sup>, pro dodržení obecně uznávaného horního limitu koncentrace CO<sub>2</sub> 1000 ppm.

S ohledem na počet částic je výhodnější režim recirkulace [176]. Režim recirkulace ale způsobuje rychlý nárůst CO<sub>2</sub>. S řešením přišel Grady a kol. [178], jedná se o frakční recirkulaci, tj. kombinace obou výše uvedených metod se zachováním jejich výhod.

S ohledem na pandemii COVID-19 se jako zajímavé jeví poznatky Zhanga a Chena [179], kteří uvádějí, že směšovací větrání vede snadno k přenosu infekčních chorob. Nabízená alternativa je personalizované větrání, viz např. kabiny dopravních letadel, které může snížit expozici cestujících se škodlivinám až o 60 %. Implementace těchto poznatků by stála za zvážení zejména v hromadné dopravě.

Možností ke zlepšení kvality vzduchu ve vozidlech by mohlo být i použití scrubberu. Účinnost tohoto zařízení zkoumali Vande Hey a kol. [160], efektivita tohoto zařízení ovšem nebyla dostačující pro sériovou implementaci, složitost zařízení je navíc velká. Nabízí se použití i tzv. „wet scrubber“, ve kterém jsou částice ze vzduchu odstraňovány v odlučovači, kde je pohltí kapky vody. Zde by vyvstala další otázka, a to konkrétně, co by se dělo s vodou, která částice pohltí?

# 6

## PODSTATA, CÍLE A PŘÍNOS DIZERTAČNÍ PRÁCE

### 6.1 Podstata

Podstatou dizertační práce je zhodnocení automobilových systémů větrání z hlediska jejich dopadu na kvalitu vnitřního prostředí, tj. tepelný komfort a vnitřní kvalitu vzduchu, a to pro klasický a flexibilní interiér. Podstata práce dále spočívá ve zhodnocení zvolených experimentálních a výpočetních metod pro kvantitativní zhodnocení rychlostního pole za automobilovou vyústkou. V rámci dizertační práce byla aplikována teorie turbulentního proudění odvozená pro ideální případ kruhové vyústky bez usměrňovacích prvků. Teorie turbulentního proudění byla následně porovnaná s vlastními experimenty a numerickými simulacemi pro reálnou vyústku obdélníkového tvaru obsahující prvky pro usměrnění proudění.

### 6.2 Cíle

- Nalezení vhodného empirického vztahu pro určení poklesu osově rychlosti pro automobilovou vyústku obecného tvaru s usměrňovacími prvky a nesymetrickým rozložením rychlosti v oblasti před vyústkou.
- Porovnání zvolených experimentálních a výpočetních metod vhodných pro kvantitativní zhodnocení proudového pole na základě porovnání úhlů směřování, rychlostních profilů a srovnání intenzity turbulence.
- Určení vlivu okolních ploch vyústky v kabině automobilu na proudové pole za vyústkou.
- Stanovení vlivu jednotlivých koncepčních systémů větrání na tepelný komfort cestujících v klasickém a flexibilním interiéru.
- Stanovení vlivu jednotlivých koncepčních systémů větrání na kvalitu vzduchu v klasickém a flexibilním interiéru.

## 6.3 Přínos

Přínos dizertační práce spočívá v implementaci a kvantitativním zhodnocení teorie turbulentního proudění na reálný případ – automobilovou vyústku. Dosah proudu, jeden z hlavních parametrů při návrhu vyústky, lze určit s využitím analytických vztahů pouze na základě výstupní rychlosti, resp. pólu proudu. V praxi to znamená zlevnění a zrychlení návrhu vyústek bez nutnosti provádění experimentálních měření v rané fázi návrhu vyústek. Přínosem práce je i rozsáhlé porovnání experimentálních a výpočetních metod vhodných pro hodnocení rychlostního pole za automobilovou vyústkou. Na základě porovnání jednotlivých přístupů budou doporučeny metody pro kvantifikování dílčích parametrů vyústek se znalostí míry jejich nejistoty. Přínos práce spočívá v určení vlivu jednotlivých systémů větrání na kvalitu prostředí v kabině automobilu – tepelný komfort a kvalitu vzduchu. Metodika vytvořená v rámci této dizertační práce, doplněna o experimentální validaci, umožňuje další výzkum v oblasti systémů větrání pro kabiny osobních automobilů.

# 7

## ODŮVODNĚNÍ NUTNOSTI A POTŘEBNOSTI ŘEŠENÍ DANÉ PROBLEMATIKY V DANÉM ČASE

### 7.1 Tepelný komfort

Klimatizace v osobních automobilech byla dříve záležitostí luxusu. Dnes se klimatizace v osobních automobilech stala již součástí většiny nově prodaných automobilů jako standardní volitelná výbava. Faktem je, že čas strávený v kabinách dopravních prostředků neustále roste. Klepeis [14] udává, že průměrný Američan tráví 6 % času v kabinách dopravních prostředků. Tripplet [6] uvádí, že průměrný americký řidič tráví v automobilu v průměru 294 hodin za rok. Evropský řidič tráví v dopravním prostředku průměrně 1–2 hodiny denně [182], profesní řidiči až 12 hodin denně [15]. Množství času, které lidé v dnešní době tráví v kabinách automobilů, umocňuje důležitost problematiky této dizertační práce.

Nevhodná teplota v kabině automobilu zvyšuje riziko dopravních nehod [5, 183]. Některé publikace [1–4, 184] uvádí, že tepelný stres ovlivňuje kognitivní funkce, mezi které patří prostorová orientace, reakční rychlost či koncentrace. Výše uvedené vlastnosti jsou velice důležité zejména pro řidiče dopravních prostředků, s ohledem na zachování vysoké bezpečnosti silniční dopravy. Fyziologické reakce tepelného stresu byly dobře zdokumentovány, ale je třeba objektivně přiznat, že jejich účinek na kognitivní funkce zůstává stále nejednoznačný<sup>71</sup>. Zejména metodologické nesrovnalosti napříč různými studii znesnadnily závěr, zda nadměrné vystavení teploty negativně ovlivňuje kognitivní funkce [185].

Dlouhý čas strávený v kabině automobilu s uvážením vlivu nevhodné teploty na cestující, zejména pak na řidiče, je hlavní motivací pro řešení dané problematiky.

---

<sup>71</sup> Publikace uvádějící tvrzení, že nadměrné vystavení teploty nemá vliv na kognitivní funkce: [199–201]

### **Výzkum proudového pole za automobilovou vyústkou**

Tepelného komfortu je v kabině automobilů dosaženo nejčastěji přiváděným vzduchem o požadované teplotě (v závislosti na vnějších podmínkách), a to, pokud možno přímou interakcí přiváděného vzduchu a cestujících. Rychlost proudění je jedním z šesti faktorů ovlivňujících tepelný komfort [7]. Z výše uvedených důvodů je důležitá nejen znalost rychlostního pole v kabině automobilu, ale i vliv jednotlivých prvků umístěných v distribuční soustavě (např. tvarovky, uzavírací klapka či usměrňovací lamely). Důležitý je i vliv jednotlivých geometrických prvků v interiéru, ať už se jedná o plochy v okolí vyústky či přítomnost samotných cestujících, které podstatně ovlivňují proudění v kabině automobilu. Kromě rychlosti je tepelný komfort ovlivňován zásadně intenzitou turbulence [181].

## **7.2 Kvalita vzduchu**

Část dizertační práce se bude zabývat kvalitou vnitřního vzduchu v kabinách automobilů. Tato problematika je velice aktuální, neboť na trhu jsou již dostupné levné čítače částic a lidé se začínají aktivně zajímat o kvalitu vzduchu, který během jízdy vdechují. Důležitým faktorem je přesnost levných čítačů částic. Tlak ze strany spotřebitelů donutil výrobce automobilů, aby se touto problematikou začali detailněji zabývat. V budoucnu by každý automobil mohl obsahovat čítače částic, které by automaticky řídily režimy větrání v závislosti na koncentraci škodlivých částic. Na základě kvality přiváděného vzduchu a kvality vzduchu v kabině automobilu by mohlo automaticky dojít k výběru režimu větrání (přiváděný čerstvý vzduch či recirkulace).

# 8

## VĚDECKÉ OTÁZKY

### Téma 1: Proudění za automobilovou vyústkou

#### Vědecká otázka 1

Lze s dostatečnou přesností použít empirické vztahy pro popis poklesu osově rychlosti, které se vyskytují v současné literatuře, na reálnou automobilovou vyústku obdélníkového tvaru s usměrňovacími prvky a nerovnoměrným rychlostním profilem?

#### Hypotéza 1

- *Empirických vztahů popisujících pokles osově rychlosti pro izotermické proudění zatopeného proudu z kruhové vyústky je velké množství – přehledová literatura např. [108]. Chyský uvádí, že pro přesnější určení poklesu axiální složky rychlosti je třeba znát polohu pólu proudu. Je tedy reálné, že existuje empirický vztah, který dostatečně přesně popíše pokles osově rychlosti u reálné vyústky obdélníkového tvaru s usměrňovacími prvky a nerovnoměrným rychlostním profilem, tento vztah bude funkcí polohy pólu proudu.*

#### Vědecká otázka 2

Jsou metody CTA, kouřová vizualizace, RANS (k- $\epsilon$ ) a LES (WALE) ekvivalentní z hlediska kvantifikování proudového pole za automobilovou vyústkou?

#### Hypotéza 2

- *Výše uvedené metody jsou ekvivalentní při určení úhlů směřování proudu. Z hlediska kvantifikování rychlostního pole a intenzity turbulence jsou ekvivalentní metody CTA, RANS a LES. Metoda LES by měla poskytnout přesnější výsledky zejména u intenzity turbulence, jelikož dochází k přímému výpočtu turbulence u velkých vířů, které jsou nositelem majoritního množství energie obsažené v proudu. U RANS přístupu dochází k modelování turbulence pomocí vybraného modelu turbulence.*

## **Téma 2: Tepelný komfort v kabině automobilu**

### **Vědecká otázka 3**

Jaký systém větrání je vhodný pro zajištění tepelného komfortu řidiče pro letní/zimní podmínky v kabině automobilu?

### **Hypotéza 3**

- *Z hlediska tepelného komfortu řidiče pro letní podmínky je nejvhodnější systém se stropními výústkami (CV). Pro zimní podmínky je z hlediska tepelného komfortu řidiče nejvhodnější použití podlahových výústek (FV).*

## **Téma 3: Kvalita vnitřního vzduchu v kabině automobilu**

### **Vědecká otázka 4**

Jaký z uvažovaných systémů větrání v kabinách automobilů zajistí nejvyšší kvalitu vzduchu (kvantifikovanou na základě indexu AoA) v dýchací oblasti jednotlivých cestujících?

### **Hypotéza 4**

- *Pro zajištění kvality vzduchu v dýchací oblasti cestujících je nejvhodnější přívod vzduchu velkoplošnými stropními výústkami (CV).*

# 9

## ANALÝZA PROUDOVÉHO POLE ZA AUTOMOBILOVOU VYÚSTKOU

Předmětem výzkumu bylo proudové pole za automobilovou vyústkou, detailně změřené metodou CTA v rámci diplomové práce [186] dizertanta. Byl použit CFD přístup k dané problematice, za využití metod modelování turbulence RANS a LES. Jako nejvhodnější model turbulence pro tuto aplikaci se dle předchozí publikace [186] ukázal být model  $k-\varepsilon$ , u metody LES byl použit subgridní model turbulence WALE.

Výsledky numerických simulací byly srovnány s experimentálně naměřenými daty. V rámci validace dat byly porovnávány rychlostní profily, úhly směřování, intenzita turbulence a pokles osově rychlosti, který je vhodný pro určení zejména dosahu proudu. Kromě experimentální metody CTA byla využita u úhlů směřování i data získaná metodou kouřové vizualizace (SV<sup>72</sup>), kterou provedl ve své diplomové práci Molčan [187].

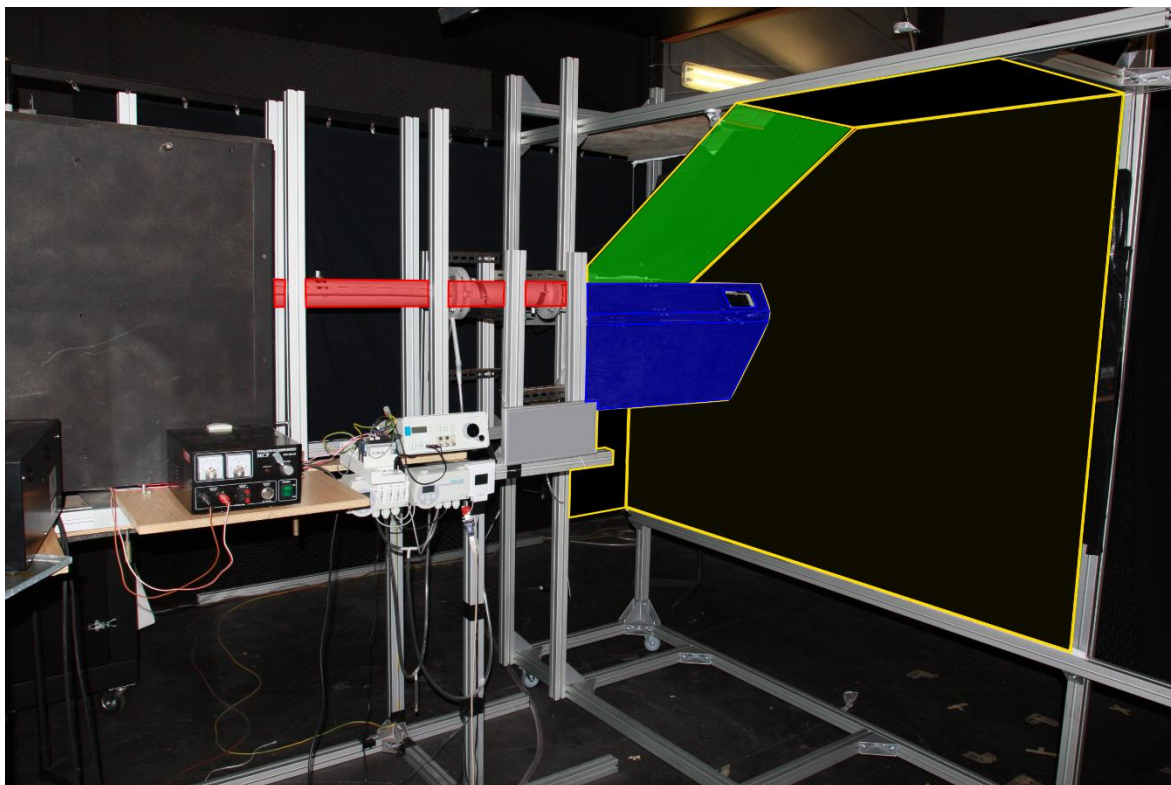
Proudové pole bylo validováno pro dvě modifikace – volný a stěnový proud. U varianty stěnového proudu bylo k vyústce přidáno obestavení simulující okolní stěny automobilu (čelní sklo, palubní deska, boční dveře). Okolní plochy mohou vést ke změně proudového pole, např. vlivem Coandova efektu. Experimentální trať pro stěnový proud je patrná z obr. 9.1.

V rámci doktorského studia byly CFD výpočty doplněny o aplikaci LES pro variantu stěnového proudu. Analýza výsledků byla doplněna o konfrontaci získaných dat s aktuálním stavem poznání, konkrétně s teorií turbulentního proudu. Z velkého množství analytických vztahů určených pro základní případ – izotermické proudění z kruhové vyústky bez usměrňovacích prvků, byly určeny vztahy, které s dostatečnou přesností určily pokles osově rychlosti pro obě zkoumané varianty proudu. Pro přesnější určení poklesu osově rychlosti je nutné znát polohu pólu proudu, která byla v rámci této práce určena. Dále byly kvantifikovány odchylky u rychlostních profilů a poklesu osově rychlosti. Byla vymezena oblast použití dosažených závěrů na základě Archimédova čísla.

Výsledky tohoto výzkumu byly publikovány v časopise Building and Environment [103]. Stručný výtah z této publikace je uveden níže.

---

<sup>72</sup> Smoke Visualization

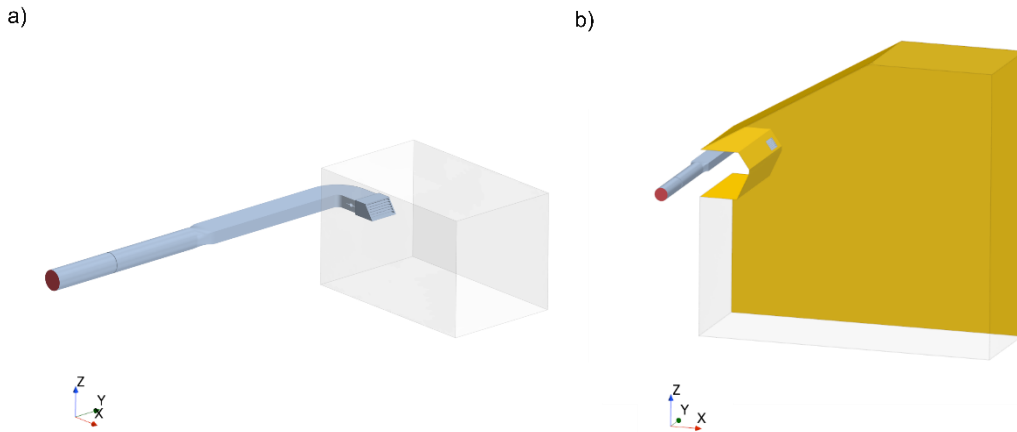


Obr. 9.1 Experimentální trať – varianta stěnového proudu. Plochy obestavení jsou graficky zvýrazněny [103].

## 9.1 Stručný popis řešeného problému

Pro tuto studii byla vybrána benchmarková vyústka, která byla vytvořena na Odboru termomechaniky a techniky prostředí na Vysokém učení technickém v Brně. Tato vyústka reprezentuje typickou vyústku v palubní desce osobního automobilu nižší střední třídy. Byly použity originální vzduchovody z automobilu téže třídy, aby byl zachován tvar a délka jednotlivých částí přívodních kanálů. Použitím originálních vzduchovodů byl eliminován vliv rozdílné geometrie na měřené rychlostní pole [132, 133].

Proudění za benchmarkovou automobilovou vyústkou bylo charakterizováno dle Reynoldsova čísla jako turbulentní a dle Archimédova čísla jako izotermní proudění, tj. setrvačné síly dominují nad silami gravitačními, resp. vztlakovými. Geometrie pro obě modifikace je zobrazena na obr. 9.2.

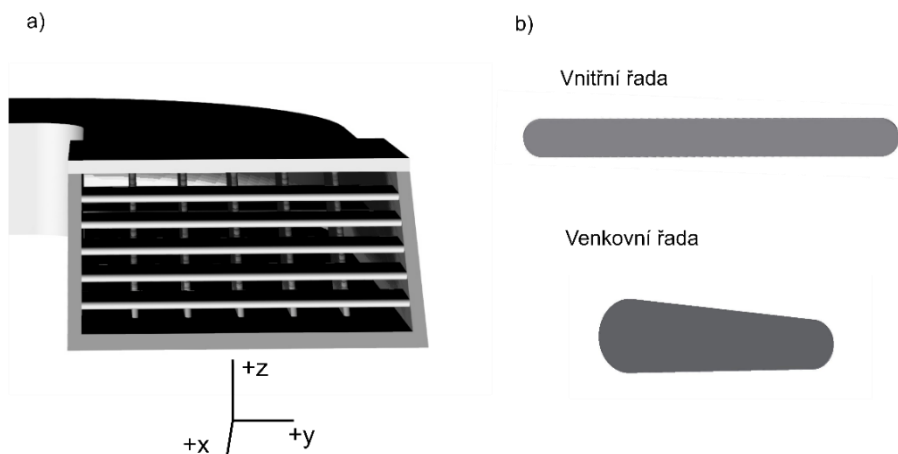


Obr. 9.2 a) geometrie volného proudu, b) varianta stěnového proudu  
[103]

### 9.1.1 Popis vyústky, definice souřadného systému

Model vyústky znázorněný na obr. 9.3 a) byl vyroben na 3D tiskárně uPrint (Stratasys, Inc., Minneapolis, USA) z materiálu ABSplus (Stratasys, Inc.). Celková výstupní plocha vyústky je  $3989 \text{ mm}^2$ , pokud odečteme plochu lamel, dostáváme volnou plochu vyústky  $2044 \text{ mm}^2$  [133].

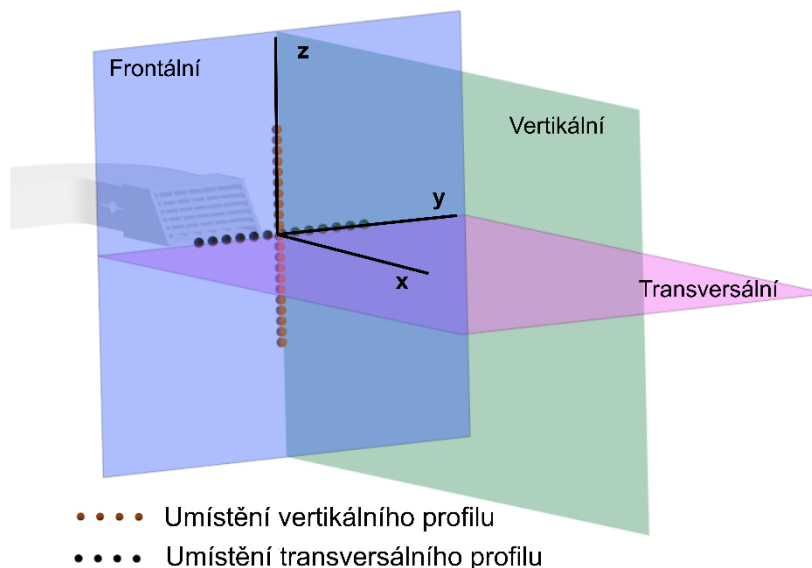
Přívodní kanál má obdélníkový jmenovitý příčný průřez s plochou  $3969 \text{ mm}^2$ . Před vyústkou je umístěno  $90^\circ$  koleno. Poté následuje uzavírací klapka. Na výstupu je umístěna benchmarková vyústka s pěti vertikálními a pěti horizontálními lamelami v uvedeném pořadí po směru proudění, viz obr. 9.3 b).



Obr. 9.3 a) detail modelu vyústky, b) příčný průřez vertikálních a horizontálních lamel umístěných ve vyústce. Převzato a upraveno z

[103]

Počátek souřadného systému leží na středu spodní hrany vyústky ve vzdálenosti 20 mm od této hrany v kladném směru osy  $x$ , tato vzdálenost odpovídá první měřené frontální (YZ) rovině metodou CTA. Roviny ve vzdálenosti menší než 20 mm nebyly měřeny kvůli vysokému riziku mechanického poškození rychlostní sondy vlivem zkosení geometrie vyústky. Souřadný systém a umístění rovin, resp. množin bodů, kde byly vyhodnocovány sledované veličiny jsou patrné z obr. 9.4.

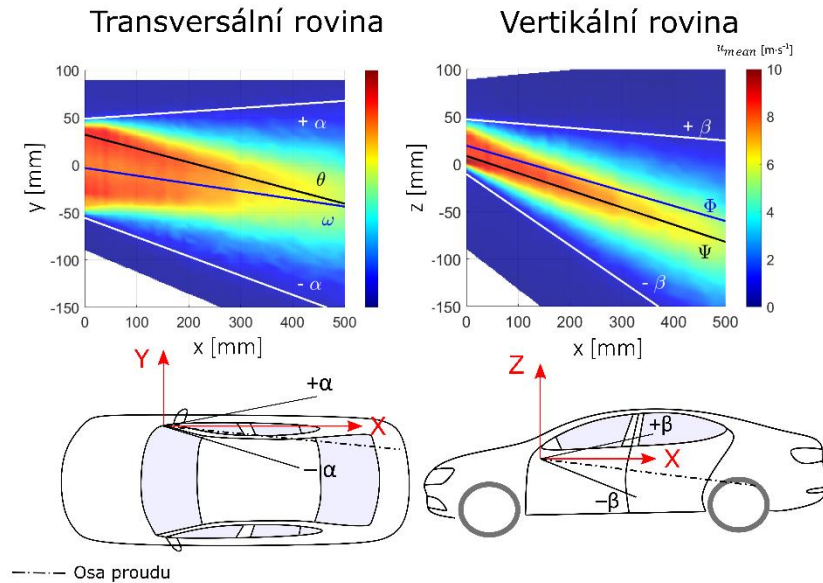


Obr. 9.4 Definice souřadného systému, přehled definovaných rovin a umístění vyhodnocovaných profilů. Převzato a upraveno z [103]

### 9.1.2 Úhly směřování

Hranice proudu byla určena jako 10 % z osové rychlosti v měřených rovinách. Okrajové přímky byly sestrojeny proložením výše uvedených bodů metodou nejmenších čtverců. Úhly směřování byly vykresleny pro vertikální a transversální rovinu. V obou rovinách je vykreslena také osa proudu, která je odlišná od geometrické osy proudu, to je dáno přítomností 90° kolene, uzavírací klapky a směrovacích lamel.

Úhly směřování jsou v transversální rovině označeny jako  $+\alpha$  (levý okraj proudu) a úhel  $-\alpha$  (pravý okraj proudu). Ve vertikální rovině úhel  $+\beta$  (horní okraj proudu) a úhel  $-\beta$  (dolní okraj proudu). Rozevření proudu je definováno jako absolutní hodnota ze součtu příslušných okrajových úhlů proudu. Rozevření pro transversální, resp. vertikální rovinu je označeno  $\delta$ , resp.  $\gamma$ .



Obr. 9.5 Úhly směrování. Převzato a upraveno z [103]

Osa proudu určená jako aritmetický průměr z rozevření je označena jako  $\omega$  pro transversální rovinu. Pro vertikální rovinu je použito symbolu  $\varphi$ .

Osa proudu byla dále určena druhým způsobem, a to proložením maximálních rychlostí v jednotlivých měřených frontálních rovinách metodou nejmenších čtverců. Takto získané osy proudu jsou označeny pro transversální, resp. vertikální rovinu jako  $\theta$ , resp.  $\psi$ . Úhly směrování proudu jsou graficky zobrazeny na obr. 9.5.

### 9.1.3 Charakteristika proudu

Proud vzduchu, který vystupuje z vyústky do volného prostoru, je volný – zatopený<sup>73</sup>. V modifikaci s obestavením se jedná o proud stěnový.

Charakter proudění z hlediska jeho teplotních vlastností byl určen na základě výpočtu Archimédova čísla [35], přičemž charakteristický rozměr vyústky je její ekvivalentní průměr, platí vztah (2.2):

$$D_o = \frac{1,3 (w \cdot l)^{0,625}}{(w + l)^{0,250}} = \frac{1,3 (0,095 \cdot 0,051)^{0,625}}{(0,095 + 0,051)^{0,250}} = 0,075 \text{ m}$$

<sup>73</sup> Jedná se o volný proud šířící se v klidném prostředí o stejných fyzikálních vlastnostech [45]

Poté Archimédovo číslo určíme:

$$Ar_0 = \frac{g \cdot l_0 \cdot |T_o - T_i|}{u_0^2 \cdot T_i} = \frac{9,81 \cdot 0,075 \cdot |296,19 - 296,55|}{10,991^2 \cdot 296,55} \quad (10.1)$$

$$= 7,4 \cdot 10^{-6}$$

kde:

$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení,
$l_0$	[m]	charakteristický rozměr vyústky,
$T_o$	[K]	teplota vzduchu ve vyústi,
$T_i$	[K]	teplota okolního vzduchu.

Dle Janotkové [19] jde o proud mírně neizotermní<sup>74</sup>, jelikož  $Ar_0 \leq 0,001$ . Naopak Müllejšans dle [35] uvádí, že u pravouhlé vyústky je proudění izotermní pro rozsah Archimédova čísla  $Ar_0 < 10^{-4}$ . Dle výše uvedeného se jedná o proudění izotermní či mírně neizotermní, tj. setrvačné síly jsou dominantní oproti silám gravitačním. Ačkoli se můžeme setkat s odlišnou terminologií viz výše, podstata proudění zůstává zachována, a sice: přiváděný proud, ačkoliv jeho teplota je odlišná (nepatrně) od teploty okolního vzduchu, se chová jako proud izotermní.

Reynoldsovo číslo v přívodním kanále má dle Lízala a kol. hodnotu 25 300 [133]. Reynoldsovo číslo bylo autorem dizertační práce určeno pro první měřenou frontální rovinu. Charakteristickým rozměrem  $D_h$  pro výpočet Reynoldsova čísla byl zvolen hydraulický průměr určený ze vztahu:

$$D_h = \frac{4 \cdot S_0}{O} = \frac{4 \cdot 0,0055}{0,316} = 0,0695 \quad (10.2)$$

kde:

$O$	[m]	obvod průřezu proudu.
-----	-----	-----------------------

---

<sup>74</sup> Neizotermní proud – proud s teplotou přiváděného vzduchu jen málo odlišnou od teploty vzduchu místnosti. Lze předpokládat, že obdobně jako proud izotermní, se v prostoru šíří přímočaře [19].

Poté Reynoldsovo číslo je:

$$Re = \frac{\overline{u_s} \cdot D_h}{\nu} = \frac{5,959 \cdot 0,0695}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 27\,610 \quad (10.3)$$

kde:

$\overline{u_s}$  [m·s<sup>-1</sup>] průměrná rychlost v dané rovině<sup>75</sup>.

Kritická hodnota Reynoldsova čísla v přívodním otvoru pro větraný prostor je  $Re_o > 2000$ . V některých případech se plně turbulentní proudění vyskytuje až při  $Re_o \approx 4000$  [45, 188]. S ohledem na výše uvedené hodnoty lze konstatovat, že proudění je turbulentní. Székyová [111] uvádí, že proudění z vyústek větracích zařízení je vždy turbulentní, což je v souladu s publikací Herwiga [126].

S ohledem na maximální rychlost 11 m·s<sup>-1</sup>, lze proudění z vyústky označit za nestlačitelné.

## Teorie proudu

Délka krajní oblasti je určena ze vztahu (2.1):

$$x_k \approx 4 \cdot D_o \approx 4 \cdot 0,0752 = 0.301 \text{ m}$$

Vzdálenost pólu od vyústky je určena experimentálně. Jedná se o medián vzdálenosti průsečíků okrajů proudu určených z hlavní oblasti, detailní postup je uveden ve výše zmíněném článku dizertanta [103] či v příloze A. Okraje proudu byly uvažovány ve vertikální rovině a dále v pěti rovinách skloněných vždy o 30° vůči předcházející rovině. Takto určená vzdálenost pólu od vyústky je pro variantu volného proudu:

$$|x_0^F| = 0,470 \text{ m}$$

Pro variantu stěnového proudu je vzdálenost pólu od vyústky:

---

<sup>75</sup> Jelikož měřená rovina obsahuje podstatnou část bodů, kde jsou rychlosti blízké nulové hodnotě, tyto body by snižovaly průměrnou hodnotu rychlosti v dané rovině. Z toho důvodu jsou při výpočtu brány v úvahu pouze rychlosti do velikosti 10 % osově rychlosti v dané rovině.

$$|x_0^c| = 0,490 \text{ m}$$

Použijeme-li vztah (2.6) pro určení vzdálenosti virtuálního začátku proudu od kruhové vyústky dle Hinzeho a Zijjena:

$$x_0 = 0,6 \cdot D_o = 0,6 \cdot 0,0752 = 0,0452 \text{ m}$$

### **Intenzita turbulence**

Intenzita turbulence ve směru osy  $x$  je vyhodnocovaná u metody CTA i CFD. Skalární pole intenzity turbulence byla vykreslena v software Tecplot 360 2013R1 (Vela Software International Inc., Toronto, Kanada). U metody CTA a LES je intenzita počítaná ze vztahu:

$$Tu_x = \frac{u_{RMS,x}}{u_{Mean}} \quad (10.4)$$

kde:

$$u_{RMS,x} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad \text{fluktuace rychlosti ve směru osy } x.$$

U metody RANS se postup výpočtu intenzity turbulence liší. RANS metoda modelování turbulence předpokládá isotropní turbulenci, pro výpočet intenzity turbulence je využito turbulentní kinetické energie:

$$Tu_x = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k} \quad (10.5)$$

kde:

$$k \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}] \quad \text{turbulentní kinetická energie.}$$

## 9.2 Použité vědecké metody

### 9.2.1 CTA

Při měření rychlostního pole bylo použito zařízení StreamLine hot-wire anemometry. Pro měření rychlostního pole byla použita třídrátková rychlostní sonda 55R91. Jedná se o Fiber-film probe s průměrem 0,5  $\mu\text{m}$ , délka drátku je 3 mm, přičemž aktivní část senzoru je dlouhá 1,25 mm. Před každým měřením byla provedena rychlostní kalibrace pomocí Dantec streamline Pro Automatic calibrator. Všechny výše uvedené komponenty jsou od firmy Dantec Dynamics (Skovlunde, Dánsko). Sonda byla kalibrována v rozmezí rychlostí

0,02–20  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Vzorkovací frekvence byla nastavena na hodnotu 2 kHz a v každém bodě se měřilo po dobu 2 sekund, což odpovídá 4000 naměřeným vzorkům.

Pro posun rychlostní sondy do jednotlivých měřicích bodů byl použit traverzovací systém ISEL 3D (ISEL, Eiterfeld, Německo). Vzdálenost mezi měřicími body byla v rozmezí 4–6 mm v závislosti na vzdálenosti měřené roviny od vyústky. Po přesunu rychlostní sondy do měřicího bodu byla nastavena prodleva 3 sekundy kvůli potlačení vibrací ramene, ke kterému byla rychlostní sonda připevněna.

Celkem bylo měřeno 36 frontálních (YZ) rovin pro každou variantu. V rámci jedné měřené roviny byla konstantní souřadnice osy x, ve směrech osy y a osy z docházelo k posuvu CTA sondy. Vzdálenost mezi rovinami byla 10 mm, od roviny vzdálené 200 mm od počátku souřadného systému byla tato vzdálenost zdvojnásobena, tj. 20 mm.

### Nejistoty měření

Nejistoty měření metody CTA byly vypočteny dle Jorgensena [189]. Celková nejistota měření pro rychlost 10  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  je 4,8 %. Hlavním zdrojem nejistoty je kalibrace. Pro rychlost 10  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  činí nejistota vlivem kalibrace 2 % [186]. Přehled jednotlivých nejistot je v tab. a. 1

### 9.2.2 Kouřová vizualizace

Experimenty metodou kouřové vizualizace provedl a publikoval F. Molčan ve své diplomové práci [187], kde jsou uvedeny podrobnější informace k této metodě. Analýza obrazového záznamu proudění byla provedena v interním software Interfer-Visual 5.0 (Vysoké učení technické v Brně, Brno, Česká republika), podrobnější informace uvádí Pavelek [190, 191]. Vyhodnocení proběhlo z 10 snímků ustáleného stavu proudu.

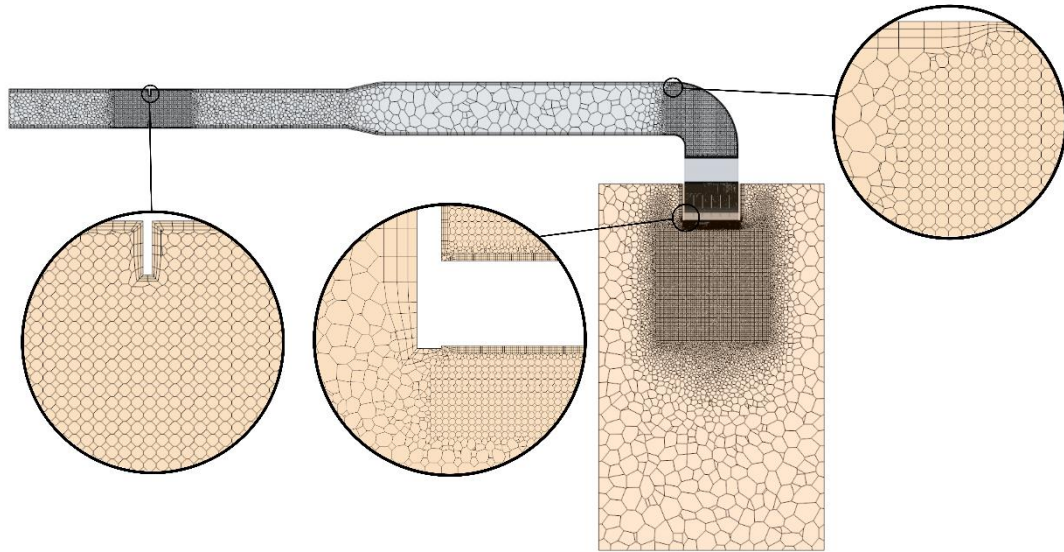
### 9.2.3 CFD

Numerická simulace byla provedena za použití komerčního programu STAR-CCM+ 2019.2 (Siemens, Mnichov, Německo). Nestacionární rychlostní pole bylo řešeno pomocí segregated řešiče a metody centrálních diferencí druhého řádu při využití SIMPLE algoritmu. Turbulence byla modelována za pomoci metody RANS a LES přístupu. Na základě zkušeností z předchozích výpočtů [186, 192] byl u metody RANS zvolen Realizable  $k-\varepsilon$  model a u LES byl použit subgridní model WALE s nastavením konstant  $C_w = 0,544$  a  $\kappa = 0,41$ . Hlavní motivací použití metody LES je získání přesnějších výsledků, zejména pak turbulentních charakteristik proudu – intenzity turbulence.

#### **Sít'**

Pro metody modelování turbulence RANS a LES byly použity dvě odlišné výpočetní sítě, v obou případech se jednalo o polyhedrální, nestrukturovanou výpočetní síť. Pro metodu RANS byla použita výpočetní síť o základní velikosti buňky 0,027 m a s celkovým počtem buněk 2,5 mil. U RANS metody modelování turbulence byly použity stěnové funkce pro řešení proudění v přístěnné mezní vrstvě (tzv. All  $y^+$  model). Výpočetní síť obsahovala 3 prismatické vrstvy. Výpočetní síť byla v oblasti lamel a za vyústkou lokálně zjemněna, viz obr. 9.6. V těchto oblastech byla nastavena hodnota buňky 30 % ze základní velikosti buňky.

Výpočetní síť pro metodu LES měla základní velikost buňky 0,002 m, tato velikost byla zvolena na základě Taylorova mikro-měřítka. U této metody modelování turbulence byl zvolen taktéž přístup All  $y^+$ , prismatická vrstva byla tvořena 10 buňkami. Výpočetní síť obsahovala celkem 16,8 milionů buněk.



Obr. 9.6 Detail výpočetní sítě pro metodu RANS citace dodat [103]

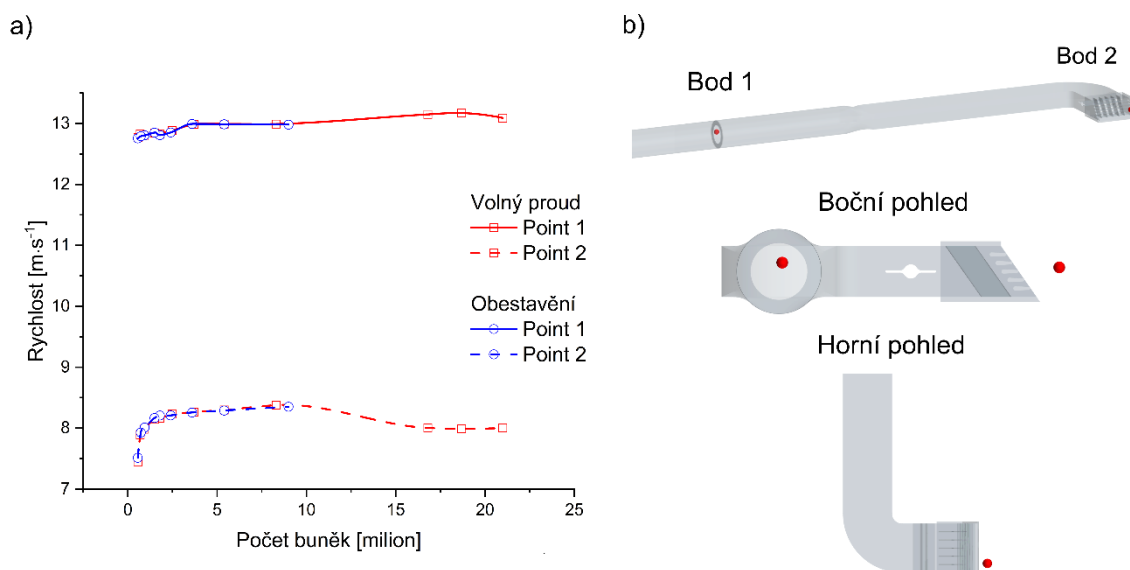
## Fyzika

Úloha byla řešena jako nestacionární s časovým krokem  $3,3 \cdot 10^{-4}$  s pro metodu modelování turbulence RANS a  $2 \cdot 10^{-5}$  s pro LES. Hodnoty časového kroku byly zvoleny s ohledem na dosažení průměrné hodnoty Courantova čísla v doméně pod hodnotu 1. Na kruhovém vstupním potrubí byla předepsána rychlostní okrajová podmínka. Byl nastaven uniformní rychlostní profil s hodnotou  $6,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  a intenzitou turbulence 5 %. Výtoková doména o rozměrech  $650 \times 400 \times 400 \text{ mm}$  byla nastavena jako tlaková okrajová podmínka s nulovou hodnotou přetlaku. Výpočet zkonvergoval pro sledovanou hladinu residuí  $10^{-3}$ . Výpočet RANS probíhal na 32 výpočetních jádrech a trval přibližně 150 hodin. Metoda LES byla spuštěna na 128 výpočetních jádrech a výpočet trval okolo 4000 hodin.

## Test nezávislosti sítě

Výpočetní síť volného proudu, která byla využita při RANS metodě modelování turbulence, byla podrobena testu nezávislosti sítě za použití modelu turbulence Realizable  $k-\varepsilon$ , viz obr. 9.7 a). Test nezávislosti sítě byl proveden celkem na 12 různých výpočetních sítích pro variantu volného proudu a pro 9 odlišných výpočetních sítí pro variantu stěnového proudu. Body, jež byly předmětem vyhodnocení GIT, jsou zobrazeny na obr. 9.7 b). Sledovanou veličinou byla magnituda rychlosti ve dvou různých bodech. První bod je umístěn ve cloně, nejužším místě přívodního potrubí, tzv. Vena contracta, kde je nejvyšší

rychlost vzduchu v celé výpočetní doméně. Druhý bod je umístěn za usměrňovacími lamelami po směru proudění.



Obr. 9.7 a) Test nezávislosti sítě, b) umístění bodů pro vyhodnocení GIT. Převzato a upraveno z [103]

## 9.3 Výsledky

### 9.3.1 Úhly směřování

Z výsledků dosažených metodou CTA jsou zde vykresleny skalární rychlostní pole. Rychlostní pole jsou doplněna o úhly směřování. Tyto výsledky byly zpracovány v software Matlab 2019b (MathWorks, Natick, MA, USA) a jsou zobrazeny na obr. 9.8. Číselné hodnoty úhlů směřování jsou zobrazeny v tab. a. 2. Výsledky metodou CTA jsou považovány za skutečné.

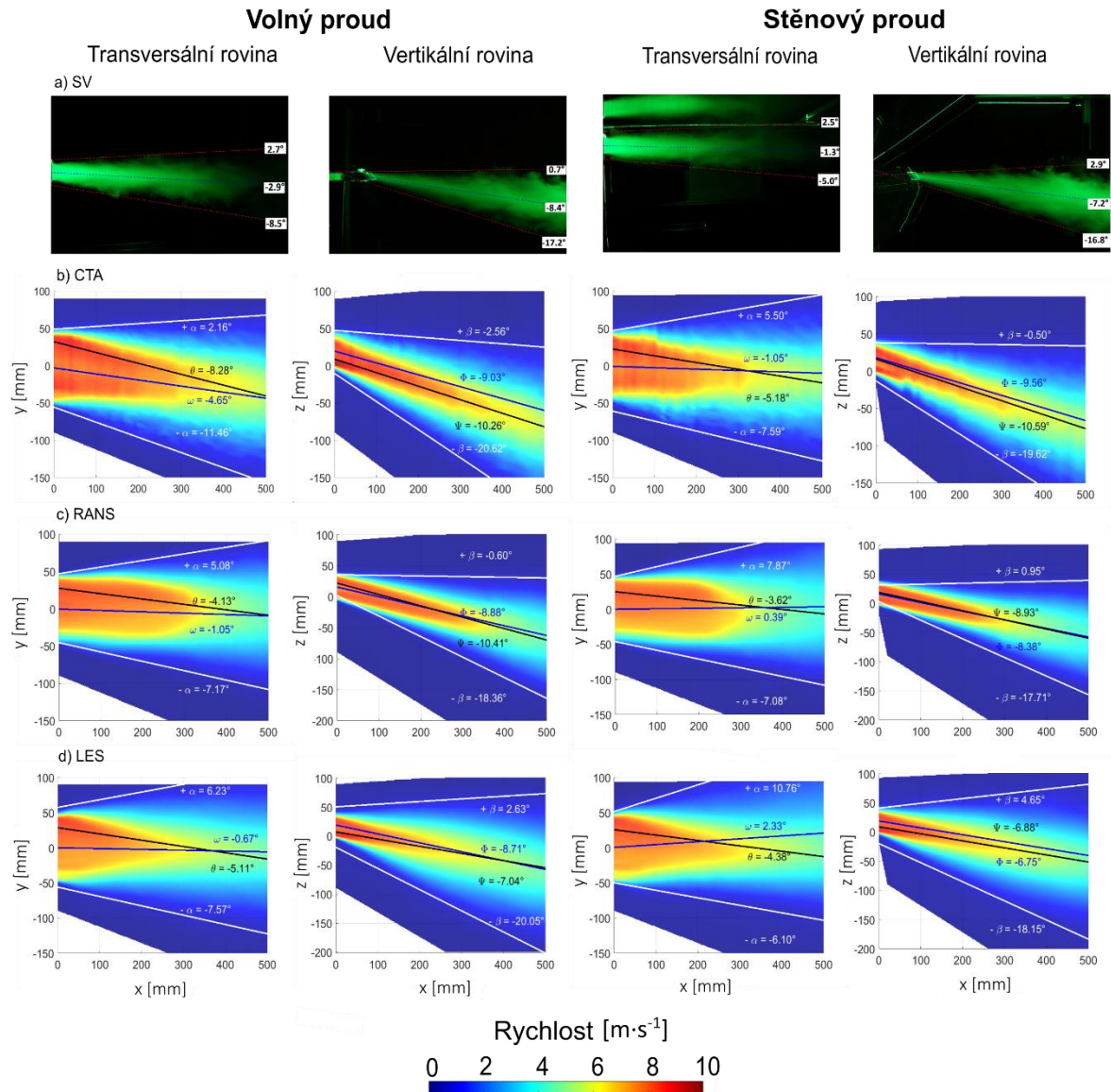
#### Volný proud

Rychlostní pole v transversální rovině jasně ukazuje ohyb proudu ke středu kabiny způsobené  $90^\circ$  kolenem umístěným v přívodním potrubí. Tento ohyb lze vyjádřit úhlem osy proudu  $\theta$ , stanoveným proložením jednotlivých maximálních rychlostí v měřených rovinách metodou nejmenších čtverců. Takto určený úhel osy proudu je považován za skutečný.

Rozdíly v určení úhlů směřování různými metodami jsou u této varianty menší než  $4^\circ$ .

## Stěnový proud

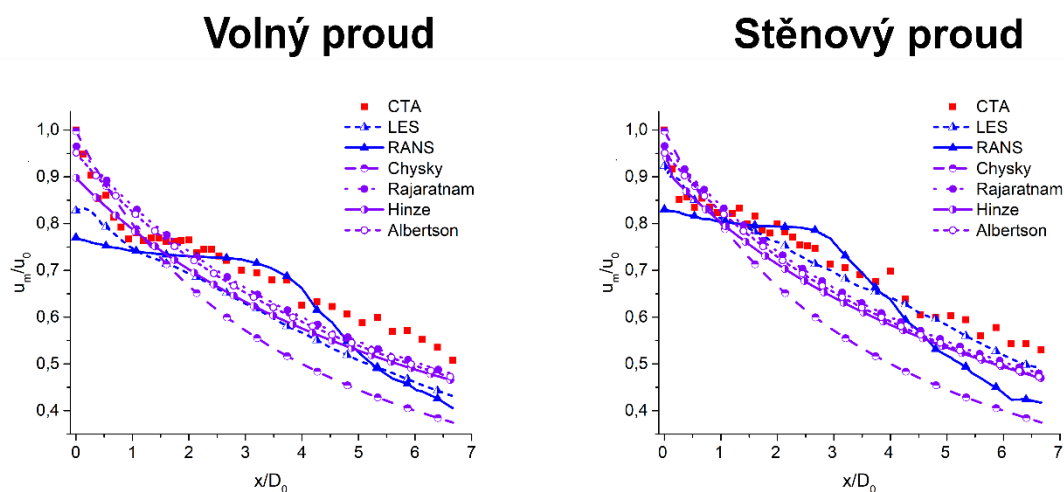
Úhly hraničních přímek v transversální rovině nejpřesněji určila metoda RANS, která předčila i metodu SV. Rozdíly v úhlech směřování byly u metody RANS do 2°. Menší rozdíly lze pozorovat ve vertikálních rovinách pro obě varianty, důvodem byl horizontálně orientovaný 90° ohyb v přívodním potrubí.



Obr. 9.8 Úhly směřování. Převzato a upraveno z [103]

### 9.3.2 Pokles osové rychlosti

Pokles osové rychlosti normalizovaný výstupní rychlostí vyústky ( $u_m/u_0$ ) v závislosti na bezrozměrné vzdálenosti  $x/D_0$  je uveden na obr. 9.9. Výsledky měření ukazují strmý pokles v oblasti bezprostředně za vyústkou do vzdálenosti  $x/D_0 = 1,1$ . Naopak RANS poskytnul opačný průběh poklesu osové rychlosti v oblasti bezprostředně za vyústkou – téměř konstantní rychlost v krajní oblasti proudu a strmý pokles osové rychlosti od vzdálenosti  $x/D_0 = 4$ . LES poskytnul takřka lineární průběh poklesu osové rychlosti. Počáteční bezrozměrné axiální rychlosti u volného proudu získané CTA, LES a RANS měly hodnotu 1; 0,83 a 0,77 v uvedeném pořadí. U stěnového proudu byly trendy poklesu osové rychlosti podobné pro všechny metody jako u volného proudu. Přesto metoda CTA vykazovala nižší výstupní rychlost, zatímco metoda LES zaznamenala mírné zvýšení výtokové rychlosti.



Obr. 9.9 Porovnání bezrozměrného poklesu osové rychlosti. Převzato a upraveno z [103]

### 9.3.3 Rychlostní profily

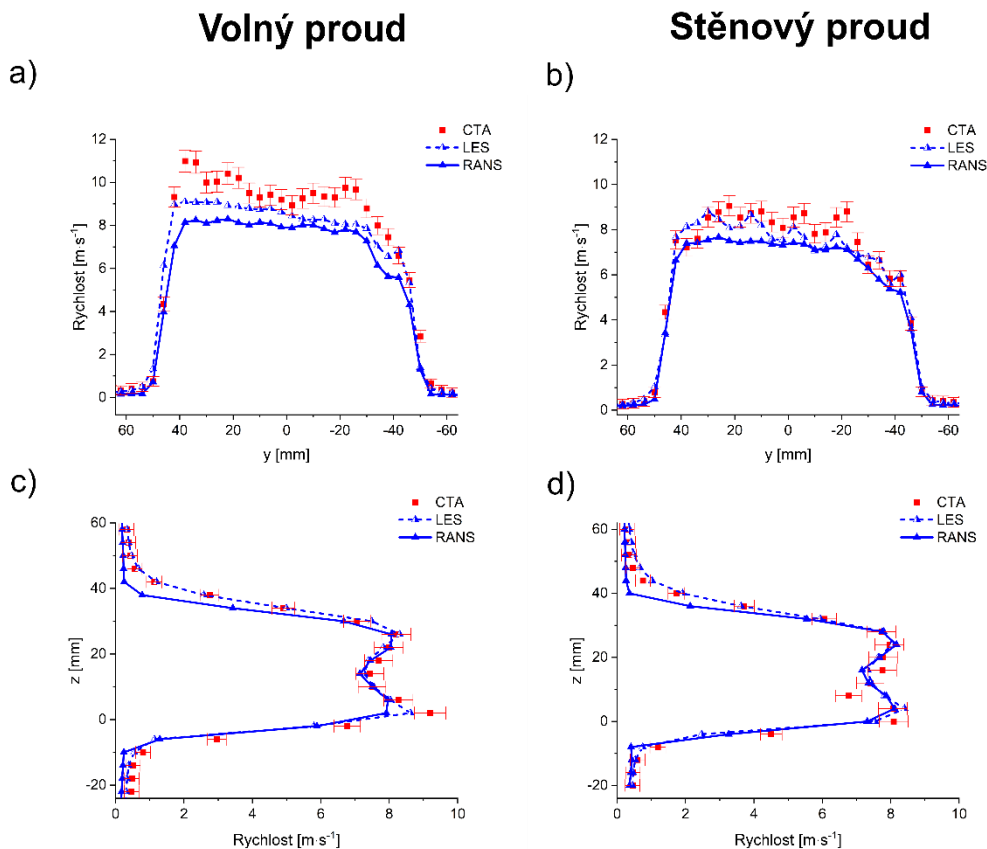
#### Volný proud

Transversální rychlostní profil ( $x = 0$  mm;  $z = 2$  mm) je na obr. 9.10 a). Globální maximum rychlostního profilu získaného metodou CTA se nachází vpravo, jeho hodnota je  $11,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Obě CFD metody určily globální maximum ve stejné pozici. LES udává maximální hodnotu  $9,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a RANS  $8,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . LES v průměru podhodnotila rychlost o  $0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a RANS o  $1,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Odlišnosti v rychlostních profilech mohou být způsobeny rozdílným sklonem proudu vlivem usměrňovacích prvků. Trend rychlostního profilu je podobný u všech metod.

Vertikální rychlostní profil ( $x = 0 \text{ mm}$ ;  $y = 2 \text{ mm}$ ) je na obr. 9.10 c) a vykazuje dobrou shodu. Globální maximum je zde umístěno totožně, a to ve výšce spodní hrany vyústky ( $z = 0$ ). Metoda CTA určila hodnotu maxima  $9,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , metoda LES  $8,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a RANS  $8,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Průměrná měřená rychlost ve vykresleném rychlostním profilu je  $3,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Průměrná rychlost určena metodou LES je  $3,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a  $3,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  u metody RANS.

## Stěnový proud

Transversální rychlostní profil ( $x = 0 \text{ mm}$ ;  $z = 0 \text{ mm}$ ) je na obr. 9.10 b). Průběh rychlostního profilu je v dobré shodě, a to i průběh rychlosti v blízkosti stěny (kladná hodnota  $y$ ). Průměrná rychlost CTA metody ve vykresleném rychlostním profilu je  $5,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , u LES metody je průměrná rychlost nižší o  $0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . U metody RANS je průměrná rychlost nižší o  $0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Maximální rychlost u CTA metody je  $9,0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , u LES  $8,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a u metody RANS je maximální rychlost  $7,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .



Obr. 9.10 Rychlostní profily. Převzato a upraveno z [103]

Vertikální rychlostní profil ( $x = 0$  mm;  $y = 2$  mm) je na obr. 9.10 d). Průběh rychlostních profilů jednotlivých metod se podstatně neliší. Ve vertikálním rychlostním profilu je i dobrá shoda průměrné a maximální rychlosti. Experimentální a výpočetní LES data ukazují průměrnou rychlost  $3,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . RANS metoda určila průměrnou hodnotu rychlosti  $3,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Maximální rychlost stanovená metodou CTA je  $8,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , metodou LES  $8,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a metodou RANS  $8,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

## 9.4 Diskuze

### 9.4.1 Úhly směřování

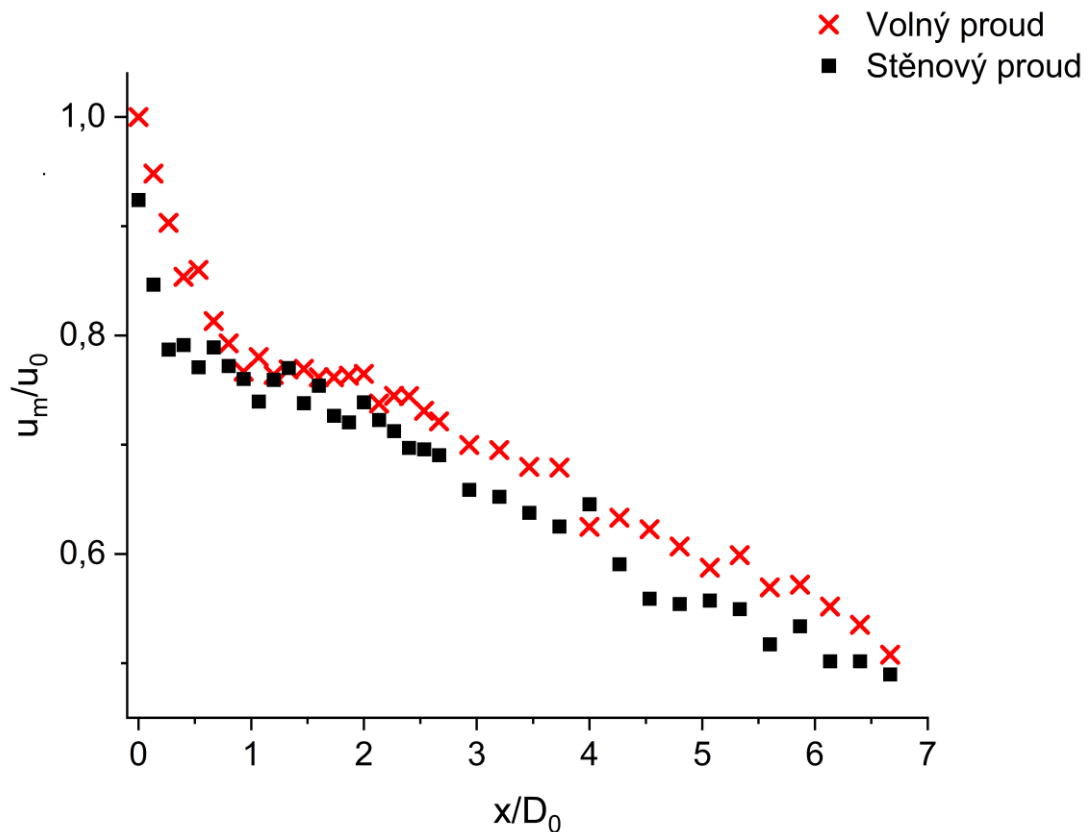
Ze získaných výsledků byly analyzovány úhly směřování. Při porovnání úhlů směřování získaných jednotlivými metodami jsou k vidění určité odlišnosti. Důvodem je principiální odlišnost metody CTA/CFD a metody SV. Metody CTA/CFD určují úhly směřování na základě rychlostního pole, kdy za hranice proudu je brána mezní hodnota 10 % z osově rychlosti v měřené frontální rovině. Podstata vyhodnocování snímků pořízených při kouřové vizualizaci je v porovnání jasů fotografií [190, 191]. Intenzita jasu fotografie je ovlivněna prostorovým rozložením trasovacích částic (kouř), na kterých dochází k rozptylu světla, jež je zachycen fotoaparátem.

### **Hranice proudu**

Přes výše uvedené rozdíly v principech jednotlivých metod jsou maximální rozdíly u okrajových úhlů proudu menší než  $5^\circ$ . Ze všech použitých metod je patrný vliv Coandova efektu pro variantu stěnového proudu, což mělo za následek příklon proudu ke stěně v transversální rovině. Ve vertikální rovině nebyl podstatný vliv stěny pozorován.

### **Osa proudu**

Oba přístupy k určení osy proudu (určení z maximálních rychlostí a určení z rozevření proudu) ukazují odlišné hodnoty jejího sklonu. Proud je odkloněn od geometrické osy vyústky vlivem přítomnosti  $90^\circ$  kolene v přívodním potrubí. V důsledku ohybu se maximální rychlosti nacházejí na levé straně osy souměrnosti vyústky z pohledu cestujících. Metoda založená na proložení maximálních rychlostí je přesnější, neboť bere v potaz nerovnoměrně rozložené rychlostní pole vlivem usměrňovacích prvků přítomných v přívodním potrubí a ve vyústce, tak jak tomu je v našem konkrétním případě. Způsob určení osy z celkového rozevření proudu byl motivován faktem, že SV nám neposkytuje kvantitativní zhodnocení rychlostního pole.



Obr. 9.11 Srovnání poklesu osové rychlosti pro obě měřené varianty [103]

#### 9.4.2 Rychlostní profily a pokles osové rychlosti

Průměrná relativní odchylka u rychlostních profilů (obr. 9.10) získaných metodou LES a RANS od experimentální metody CTA byla 6,3 % u volného proudu a 17,4 % u proudu stěnového. Určení procentuální chyby je konzistentní s předchozím textem – body, ve kterých rychlost klesla pod 10 % z osové rychlosti nebyly uvažovány, neboť negativně ovlivňovaly velikost relativní odchylky.

Teorie turbulentního proudění předpokládá konstantní osovou rychlost v oblasti bezprostředně za kruhovým výstupem [45]. V našem případě, kdy byla použita obdélníková vyústka s usměrňovacími prvky, byl strmý pokles osové rychlosti zaznamenán hned za vyústkou. To lze vysvětlit právě přítomností usměrňovacích prvků, které narušují rychlostní pole, což způsobuje rychlý přenos hybnosti uvnitř proudu a snížení osové rychlosti proudu [104].

## **Pokles osové rychlosti – srovnání CTA a CFD přístupů**

Porovnání poklesu osové rychlosti u volného a stěnového proudu (obr. 9.11) ukazuje na vyšší hodnotu osové rychlosti u volného proudu takřka ve všech bodech. Trend poklesu osové rychlosti jednotlivých variant je bez výrazných změn. Porovnání experimentálně určeného poklesu osové rychlosti s CFD výsledky je na obr. 9.9. LES dokázal předpovědět správný trend poklesu v oblasti bezprostředně za vyústkou, pokles CTA byl mírně strmější u volného proudu. Výpočet metodou RANS se s experimentem příliš neshodoval, a to zejména v oblasti za vyústkou. Predikovaný pokles osové rychlosti byl v rozporu s experimentem. Bezrozměrná výtoková rychlost u CFD metod je mírně nižší, to může být způsobeno nastaveným uniformním rychlostním profilem. Srovnání přesnosti CFD vůči CTA datům pomocí střední kvadratické chyby (RMSE) je uvedeno v tab. 9.1.

## **Empirické vztahy pro určení poklesu osové rychlosti**

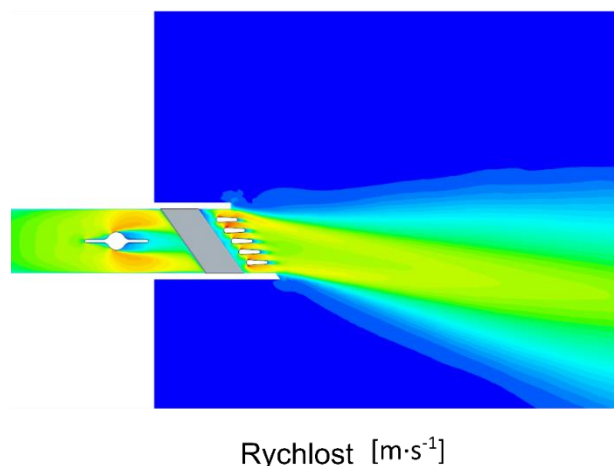
Přesnější analytické určení poklesu osové rychlosti vyžaduje znalost polohy pólu proudu, která je určovaná z okrajových přímk hlavní oblasti proudu. Vzdálenost počátku hlavní zóny lze stanovit na základě vztahu (2.1). Vzdálenost pólu proudu byla dle postupu uvedeném v kap. 9.1.3, podrobnější info v [103], stanovena pro volný proud  $|x_0^F| = 0,47$  m a pro stěnový proud  $|x_0^C| = 0,49$  m. Rozdíl v poloze pólu proudu pro jednotlivé varianty je 4,1 %. S ohledem na nejistotu stanovení polohy proudu pro další výpočty v obou variantách je použita hodnota 0,47 m. Teoretický vztah na určení polohy pólu dle Hinzeho a Zijjena nepřinesl shodu s experimentálně určenou polohou pólu proudu.

Porovnání poklesu osové rychlosti získané pomocí jednotlivých metod je zobrazeno na obr. 9.9. Pokles osové rychlosti dle Abramovičova vztahu zde není uveden pro zjevně odlišný trend poklesu. Ostatní empirické vztahy stanovily pokles osové rychlosti odpovídající naměřenému průběhu poklesu a jsou v grafu zahrnuty. Vztah dle Chyského dobře predikoval pokles osové rychlosti v počáteční oblasti. Nicméně od vzdálenosti  $x/D_0 = 1,34$  lze pozorovat v experimentálních datech jisté zpomalení poklesu osové rychlosti, které tento vztah již nezachytil. Od této vzdálenosti se již výrazněji odlišuje průběh poklesu osové rychlosti ve srovnání s metodou CTA pro obě zkoumané varianty. Zbylé diskutované vztahy pro pokles osové rychlosti vyžadují znalost polohy pólu. Složitost určení tohoto virtuálního počátku proudu byla diskutována výše. Rajaratnamova rovnice poskytuje nejpresnější předpověď poklesu osové rychlosti pro obě varianty. Přesnost empirických vztahů byla hodnocena na základě RMSE parametru. Hodnoty RMSE pro jednotlivé metody určení poklesu osové rychlosti jsou uvedeny v tab. 9.1.

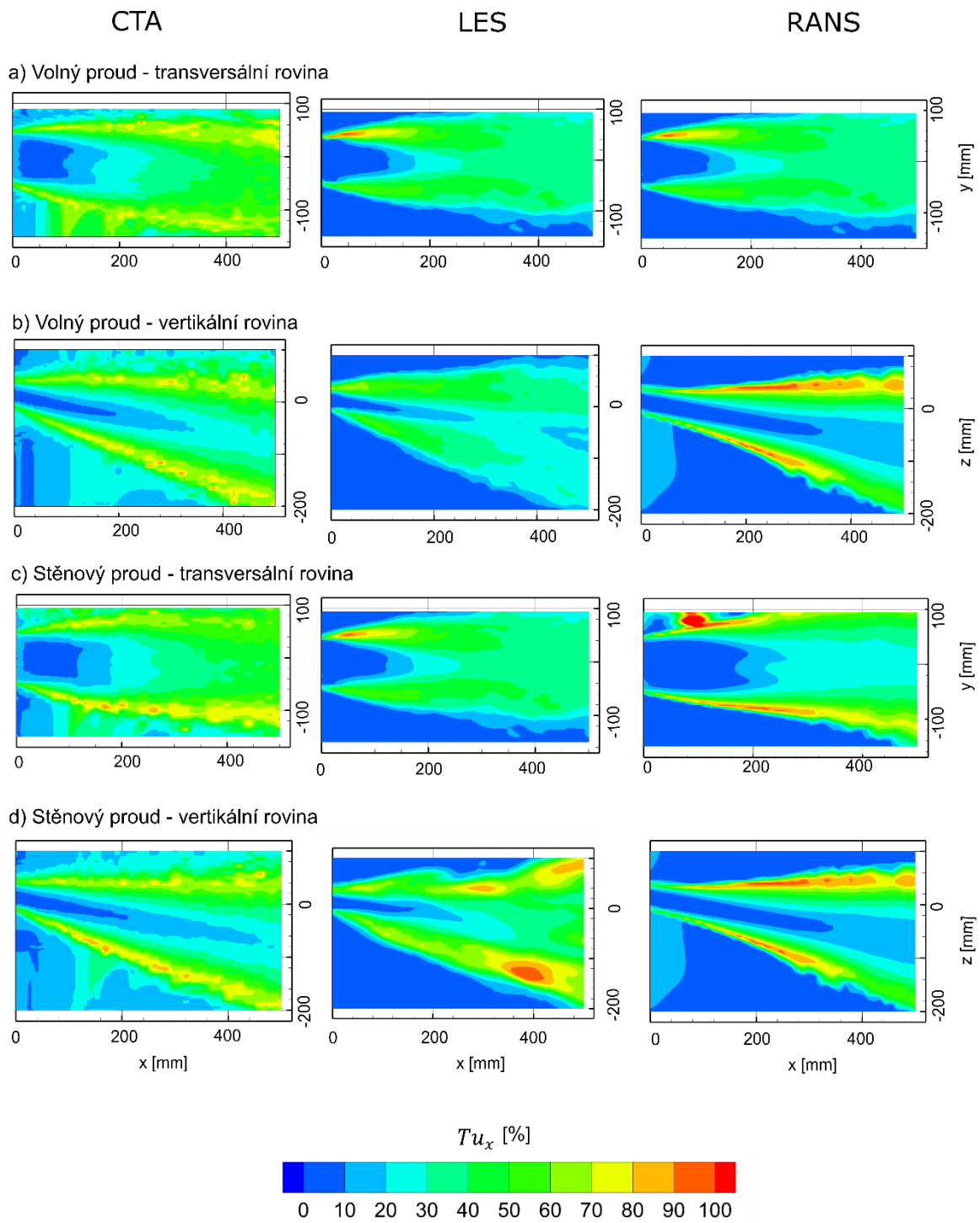
Tab. 9.1 Střední kvadratická odchylka (RMSE) pro pokles osové rychlosti (CTA výsledky jsou považovány za přesné)

	RMSE [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ]	
	Volný proud	Stěnový proud
LES	0,85	0,30
RANS	0,87	0,65
Rajaratnam	0,5	0,52
Hinze	0,67	0,74
Albertson	0,55	0,59

Metoda CFD nám umožňuje detailně zkoumat vlivy usměrňovacích prvků v přívodním kanále, kde se metoda CTA aplikuje s těžší. Rychlostní pole získané metodou LES (obr. 9.12) znázorňuje rychlostní pole ve vertikální rovině jdoucí středem vyústky. Z rychlostního pole je patrný vliv uzavírací klapky, kdy jejím vlivem dojde k vytvoření dvou separátních proudů. Tyto proudy přilnou k horní a spodní části přívodního potrubí, poté jsou dále ovlivněny průchodem skrze vertikální a posléze horizontální lamely. Dva separátní proudy jsou patrné i v oblasti za vyústkou a k jejich spojení dojde až ve vzdálenosti  $x/D_0 = 1,1$ . Chyského rovnice poskytla přesné výsledky do spojení obou proudů, přestože tento vztah je určen pouze pro hlavní oblast proudu. Vliv jednotlivých prvků v přívodním potrubí, kde je použití metody CTA velmi obtížné, lze považovat za podstatnou výhodu CFD metod, zejména pak metody LES s ohledem na její přesnost.



Obr. 9.12 Detail rychlostního pole získaného metodou LES – vertikální rovina [103]



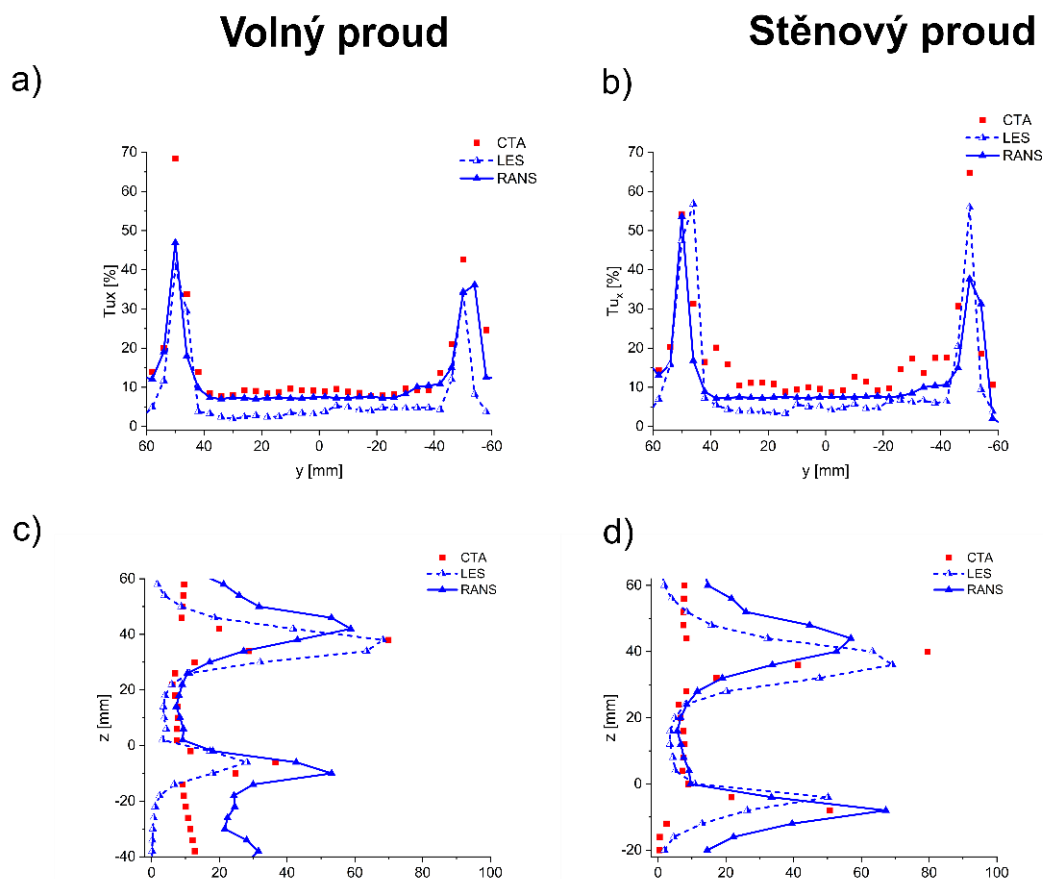
Obr. 9.13 Intenzita turbulence ve směru x. Převzato a upraveno z [103]

### 9.4.3 Intenzita turbulence

Intenzita turbulence získaná metodami CTA a CFD je zobrazena na obr. 9.13. Níže uvedené roviny jsou vertikální a transversální roviny procházející osou symetrie vyústky (viz obr. 9.4). Je patrné, že v obou případech jádro proudu má intenzitu turbulence do 25 %, což odpovídá publikaci [193].

Z výsledků experimentů je patrná vysoká hodnota intenzity turbulence (soustavně 80 %, ojediněle až 90 %) na hranici přiváděného proudu a klidného vzduchu v místnosti, kde přiváděný proud vzduchu strhává okolní klidný vzduch v okolí, tzv. směšovací strana proudu. V blízkosti stěny je turbulence naopak tlumena a dochází k tvorbě laminární mezní vrstvy, která v určité vzdálenosti přechází do turbulentního stěnového proudění [105].

Metoda LES predikuje menší hodnoty intenzity turbulence ve srovnání s experimentem na okraji proudu. V této oblasti se mohou vyskytovat malé víry, které jsou řešeny subgridními modely, což vnáší nejistotu do výpočtu intenzity turbulence.



Obr. 9.14 Porovnání průběhu intenzity turbulence ve směru x.  
Převzato a upraveno z [103]

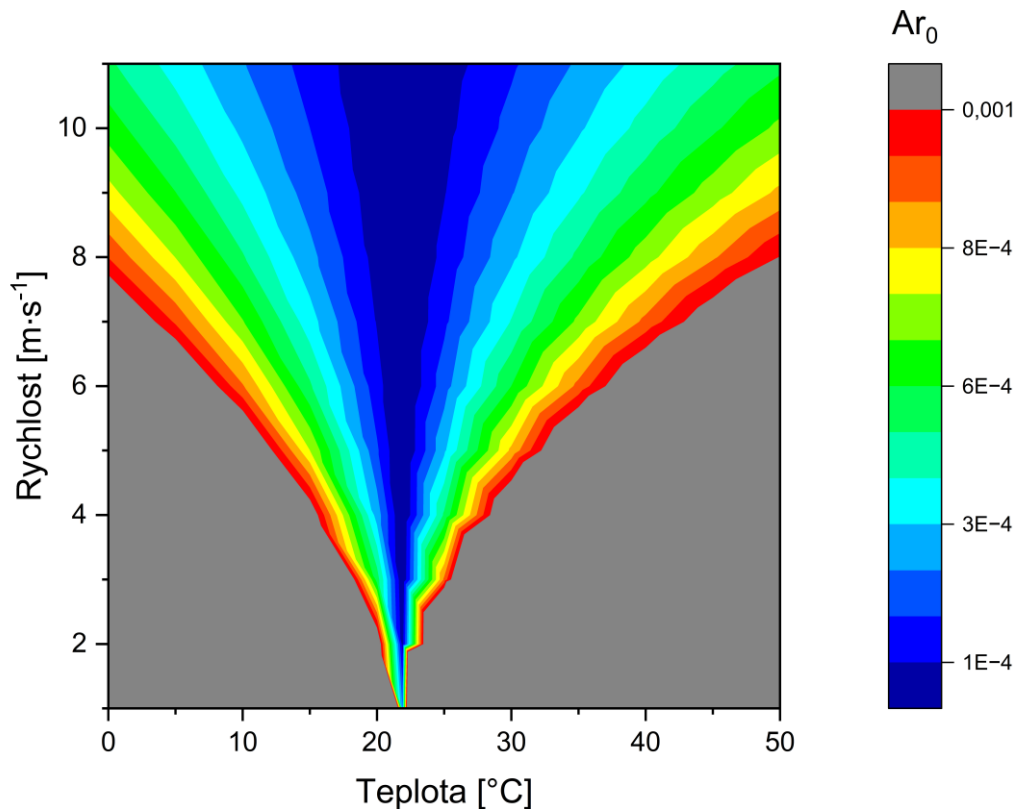
RANS výsledky ukazují vyšší intenzitu turbulence (až 100 %) ve směšovací oblasti proudu oproti experimentálním datům. Jádru proudu s nízkou hodnotou intenzity turbulence (do 10 %) má výrazně delší dosah. Ve frontální rovině u modifikace stěnového proudu se vyskytuje v blízkosti stěny oblast s hodnotou intenzity turbulence 100 %, což je v rozporu s experimentálními daty.

Průběhy intenzity turbulence jsou uvedeny na obr. 9.14. Umístění profilů je shodné s těmi rychlostními na obr. 9.10. Jak je možné vidět polohu lokálních maxim intenzity turbulence v transversální rovině metoda CFD určila přesně, nicméně hodnoty těchto maxim jsou mírně podhodnoceny. Překvapivě metoda RANS poskytuje lepší hodnoty v jádru proudu než LES. Nicméně LES určila přesněji polohu lokálních maxim ve vertikální rovině. U stěnového proudu jsou výsledky podobné – RANS je mírně přesnější v oblasti jádra proudu, zatímco metoda LES určila přesněji polohy lokálních maxim zejména ve vertikální rovině.

## 9.5 Omezení

V závislosti na rozdílu teplot přiváděného a okolního vzduchu můžeme mluvit o proudění izotermním a neizotermním. Vztahy pro izotermní proudění lze využít i pro mírně neizotermní proud, neboť u této varianty, stejně jako u izotermního proudění, převládají setrvačné síly nad silami gravitačními [19]. U neizotermního proudění dochází vlivem gravitačních či vztlakových sil, záleží na charakteru teplotního gradientu, k vychýlení proudu ve vertikálním směru, což způsobuje změny v rychlostním poli, vlivem čehož je pokles osové rychlosti pro oba proudy odlišný. Současná studie byla omezena pouze na izotermní podmínky, protože jejím účelem bylo ověřit přesnost alternativních metod k experimentální metodě CTA a porovnat přesnost určení poklesu osové rychlosti získané z empirických vztahů.

V reálné automobilové kabině však mohou být rozdíly teplot u přiváděného a okolního vzduchu vyšší a proudění může být neizotermní. Z toho důvodu je důležité vytyčit oblast izotermního (a mírně neizotermního) proudění, tj. oblast platnosti empirických vztahů pro určení poklesu osové rychlosti. Oblast izotermního proudění ( $Ar_0 \leq 0,001$ ) pro běžný rozsah rychlostí a teplot přiváděného vzduchu do kabiny automobilu je na obr. 9.15.



Obr. 9.15 Archimédovo číslo funkcí teploty a rychlosti přiváděného vzduchu pro hodnotu okolního vzduchu 22 °C. Barevná oblast značí izotermní chování přiváděného vzduchu – setrvačné síly dominují nad gravitačními. Převzato a upraveno z [103]

## 9.6 Shrnutí

Závěry z výzkumu zaměřeného na proudové pole za automobilovou vyústkou lze shrnout do následujících bodů:

### Empirické vztahy pro určení poklesu osové rychlosti

- Rajaratnamův vztah nejlépe popsal pokles osové rychlosti pro variantu volného proudu i pro variantu stěnového proudu. RMSE je pro volný proud  $0,50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  a pro variantu stěnového proudu  $0,52 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- Rajaratnamův vztah, ale např. i vztahy dle Hinzeho, Albertsona či Abramoviče, závisí na poloze proudu. Určení polohy proudu je zatíženo nejistotou, která je pak

přenesena do určení poklesu osově rychlosti. Pól proudu je definován jako virtuální počátek proudu, tj. místo, kde se protínají obrysové přímky hlavní oblasti. Metodika určení pólu proudu není jasně definovaná – mnohdy je omezena na konstatování „pól proudu je konstanta určená experimentálně [45]“. Empirický vztah dle Chyského, nezávislý na poloze pólu proudu, přinesl shodu v oblasti bezprostředně za výústkou. V další oblasti se průběh poklesu osově rychlosti výrazně lišil od průběhu experimentálního.

- Pól proudu byl určen pro tento konkrétní případ. Metodika pro určení polohy pólu proudu byla publikovaná v časopise *Building and Environment* [103].
- Teoretický stav pro výpočet polohy pólu dle Hinzeho nepřinesl shodu s experimentálně určenou polohou pólu.
- Pól proudu byl experimentálně určen pro obě varianty, u volného proudu byla vzdálenost 0,47 m, pro variantu stěnového proudu 0,49 m. Z hlediska použití Rajaratnamovy rovnice pro určení poklesu osově rychlosti je tato změna polohy pólu proudu zanedbatelná.

### CFD přístup pro kvantitativní zhodnocení proudového pole

- Metoda LES poskytla dobrou přesnost ve všech sledovaných kritériích. Průměrná procentuální chyba u rychlostních profilů je 6,3 %, RMSE pro volný, resp. stěnový proud, je 0,87, resp. 0,30  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- Metoda RANS určila rychlostní profily s průměrnou chybou 17,4 %, RMSE pro volný, resp. stěnový proud je 0,87, resp. 0,65  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- Přístupy LES i RANS podhodnotily výstupní rychlost. Hodnota výstupní rychlosti u volného proudu byla dle CTA metody 11,0  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Metoda LES určila výstupní rychlost 10,2  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  a RANS 8,5  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ . U varianty stěnového proudu byla výstupní rychlost 10,2  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , LES, resp. RANS, určily hodnotu 9,4  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ , resp. 8,4  $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- Trend poklesu osově rychlosti u CTA a LES je ve shodě. RANS predikoval odlišný pokles, zejména v krajní oblasti za výústkou.
- Metoda LES měla podstatně větší výpočetní nároky oproti metodě RANS. Numerické simulace metodou LES byly počítány na 128 jádrech výpočetního clusteru a výpočet trval 4000 hodin, výpočet RANS metodou probíhal na 32 jádrech a trval 150 hodin.
- Trend průběhů intenzity turbulence u obou CFD metod byl v dobré shodě s experimentálními daty.

## Porovnání CTA, SV, RANS (Realizable k- $\epsilon$ ) a LES (WALE)

- Úhly směřování určené všemi metodami jsou ve velmi dobré shodě s ohledem na různé fyzikální principy jednotlivých metod a přesnost vyžadovanou v technické praxi.
- CTA a CFD (RANS i LES) metody jsou vhodné pro detailní analýzu proudového pole včetně intenzity turbulence.
- Metoda SV je výrazně rychlejší než CTA, metoda SV má uplatnění v přípravných fázích experimentu (podpůrná metoda pro CTA/PIV). Výhoda spočívá v rychlém určení úhlů směřování, na základě čehož lze efektivně stanovit oblast detailnějšího měření.
- Metoda CFD je efektivní v rané fázi návrhu vzduchotechnických komponent, bez nutnosti jejich fyzické realizace.
- Metoda CFD poskytuje informace z míst, např. v potrubí, kde jsou experimentální metody CTA i PIV těžko aplikovatelné.

## Ostatní poznatky

- Obestavění mělo vliv na proudové pole v horizontální rovině. Patrný je příklon proudu ke stěně vlivem Coandova efektu. Pokles osově rychlosti určený experimentálně má podobný trend pro obě měřené varianty. Průměrná experimentální hodnota maximálních rychlostí u volného proudu je  $7,9 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , u varianty stěnového proudu  $7,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Osová rychlost byla vyšší takřka ve všech bodech u varianty volného proudu. Obestavění mělo také vliv na rychlostní profily v horizontální rovině, kde je průměrná rychlost naměřena CTA metodou u varianty volného, resp. stěnového proudu  $8,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , resp.  $7,6 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .
- Průběh poklesu osově rychlosti určený experimentálně pro obě varianty neodpovídá teoretickému poklesu osově rychlosti pro ideální případ volného izotermního proudění z kruhové vyústky. Dle teorie v krajní oblasti (v blízkosti za vyústkou) je pokles osově rychlosti pozvolný, a teprve s rostoucí vzdáleností od vyústky klesá i rychlost poklesu osově rychlosti. Zdůvodněním může být přítomnost řady usměrňovacích prvků (uzavírací klapka, pravoúhlé koleno, vertikální a horizontální lamely), což způsobí rozrušení rychlostního profilu za těmito prvky. To má za následek určitý pokles výstupní rychlosti, zmenšení konstanty vyústky a snížení dosahu proudu [104].

Osa proudu byla určena proložením maximálních rychlostí v měřených rovinách. Dále byla určena druhým způsobem, a to jako poloviční úhel z rozevření proudu, kdy tento postup je aplikován u metody kouřové vizualizace, jelikož tato metoda neumožňuje kvantifikovat rychlostní pole. Po porovnání obou přístupů lze konstatovat:

- Osa proudu z maximálních rychlostí se neshoduje s osou proudu určenou z rozevření proudu. Hlavním faktorem přispívajícím k rozdílné poloze osy proudu je ohyb proudu v přívodním potrubí, který posouvá maximum rychlosti k vnějšímu okraji proudu.

# 10

## KABINA AUTOMOBILU

Část dizertační práce se zabývá hodnocením tepelného komfortu a kvality vzduchu metodou CFD v kabině automobilu pro různé koncepty větrání. Pro splnění cílů práce bylo nutné vytvořit virtuální model kabiny s jednotlivými koncepty přívodu vzduchu. Nutná byla i realizace fyzické makety kabiny automobilu, neboť experimentální ověření dosažených výsledků metodou CFD je v dnešní době stále nutné validovat (viz kap. 3.2).

Nejprve byl proveden kompletní 3D návrh kabiny (obr. 10.1) včetně hliníkového rámu. Pomocí 3D návrhu byly řešeny mnohé konstrukční úpravy jednotlivých částí makety před samotnou fyzickou realizací. Geometrický model kabiny byl tvořen v softwaru Rhinoceros 3D (Robert McNeel & Associates, Seattle, USA). Jedná se o 3D grafický software a CAD software, který je založen na modelu NURBS<sup>76</sup>, nicméně podporuje i polygonové síť. Virtuální model makety automobilu byl vytvořen v rámci projektu TAČR<sup>77</sup> s názvem NCK<sup>78</sup> pod vedením J. Fišera. Výraznou měrou při tvorbě geometrie přispěl kolega J. Pokorný. Kolegové J. Fišer a O. Pech poté svými připomínkami přispěli k optimálnímu konstrukčnímu řešení makety automobilu.

Autor dizertační práce byl spoluřešitelem projektu a podílel se na tvorbě virtuální makety následovně:

- zjednodušení virtuální geometrie sedadla<sup>79</sup>,
- usazení virtuálního manekýna do sedadla, změna polohy nohou,
- participace na tvorbě virtuální makety a distribučních prvků.

---

<sup>76</sup> Non-uniform rational basis spline

<sup>77</sup> Technologická agentura České republiky

<sup>78</sup> Národní centrum kompetence Josefa Božka pro pozemní dopravní prostředky, projekt Metodika predikce a hodnocení tepelného managementu v kabinách pozemních vozidel (TN01000026)

<sup>79</sup> Byl použit detailní model sedadla z automobilu Škoda Octavia. Model obsahoval velké množství detailů, které by zvyšovaly výpočetní čas u CFD metody. Tyto detaily byly odstraněny s ohledem na jejich význam při využití CFD přístupu.

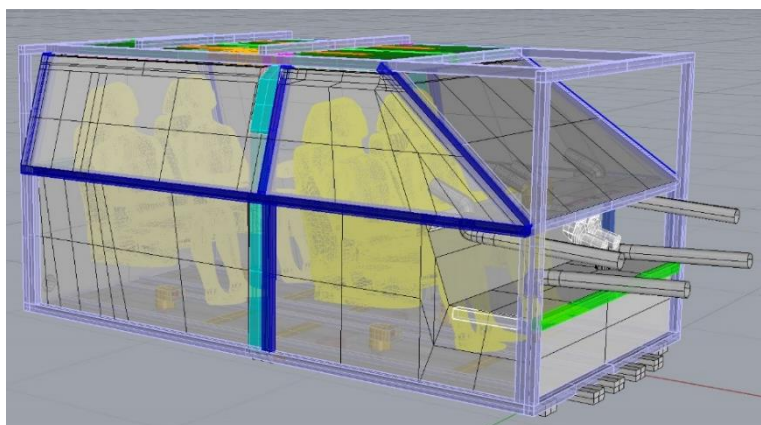
Podle virtuální předlohy byla vytvořena fyzická maketa kabiny automobilu. Maketa byla vytvořena v rámci projektu TAČR s názvem TheMaSys<sup>80</sup> pod vedením kolegyně B. Řehák Kopečkové. Hlavním konstruktérem fyzické makety byl kolega O. Pech.

Autor dizertační práce byl spoluřešitelem projektu a při tvorbě fyzické makety se podílel konkrétně na těchto krocích:

- tvorba rámu makety,
- realizace distribučních systémů,
- zateplení obvodových stěn a stropu makety.

### 10.1 3D model makety

Tvorba geometrie makety (CS<sup>81</sup>) byla inspirovaná reálným vozidlem Volkswagen Caravelle. Hlavní požadavek na interiér spočíval ve velkoprostorové kabině, umožňující otočení předních sedadel proti směru jízdy – tzv. flexibilní interiér. Samotné otočení předních sedadel vyžaduje velké množství prostoru. Budeme-li brát v potaz i nezbytně nutné místo pro nohy pasažérů, s ohledem na zachování cestovního komfortu, byl zvolen jako předloha dodávkový automobil. Značka Volkswagen je v České republice nejprodávanější značkou automobilů, pomineme-li značku Škoda, která dodávkový automobil na trhu nenabízí. S ohledem na fakt, že Fakulta strojního inženýrství disponuje vozem Volkswagen Caravelle,



Obr. 10.1 3D model kabiny s hliníkovým rámem v softwaru Rhinoceros 3D

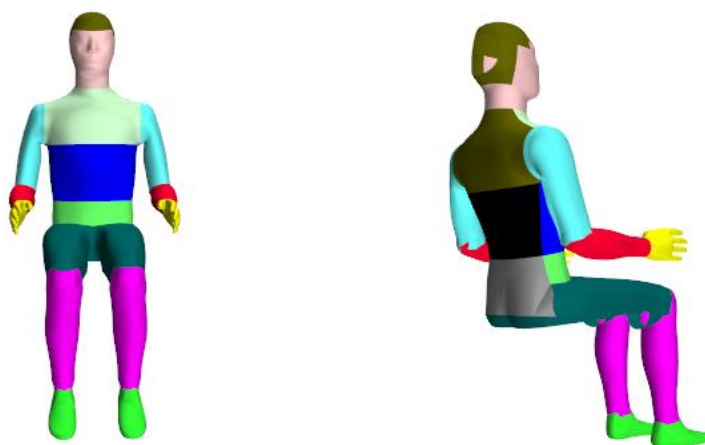
---

<sup>80</sup> Tepelný management elektrických vozidel a systém pro jeho testování (TJ02000028)

<sup>81</sup> Cabin Simulator

byl zvolen jako předloha právě tento automobil. Skutečný model Caravelle má rozměry<sup>82</sup> 4,5×1,4×1,38 m a obsahuje 3 řady sedadel.

Pro naše využití jsou dostačující dvě řady sedadel, proto byl výchozí model zmenšený z původní délky na 3 m. To je dostatečná délka kabiny, aby bylo možné realizovat flexibilní interiér, a aby ostatní práce, jako např. usazení manekýna na jednotlivá sedadla, bylo možné provést komfortně. Maketa obsahuje celkem čtyři sedadla, což umožňuje využít 1 až 4 virtuální manekýny pro výpočetní způsob určení tepelného komfortu (obr. 10.2).



Obr. 10.2 Geometrie tepelného manekýna v pozici, v jaké byl umístěn do makety automobilu. Barevně je zvýrazněno členění jednotlivých částí manekýna.

### 10.1.1 Koncepty větrání

Součástí makety jsou také tři odlišné systémy přívodu vzduchu, které lze využít nezávisle na sobě, ale i vzájemně kombinovat. Navrhnutými systémy větrání jsou:

- Směšovací větrání (MV<sup>83</sup>)
- Velkoplošné stropní větrání (CV<sup>84</sup>)
- Podlahové větrání (FV<sup>85</sup>)

<sup>82</sup> Vnitřní rozměry interiéru kabiny – délka × výška × šířka

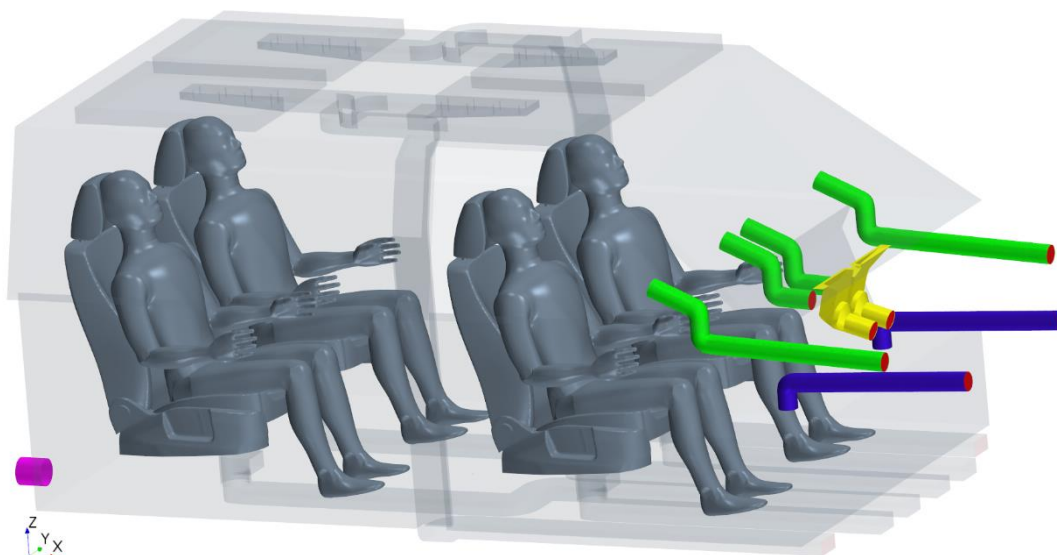
<sup>83</sup> Mixing ventilation

<sup>84</sup> Ceiling ventilation

<sup>85</sup> Floor ventilation

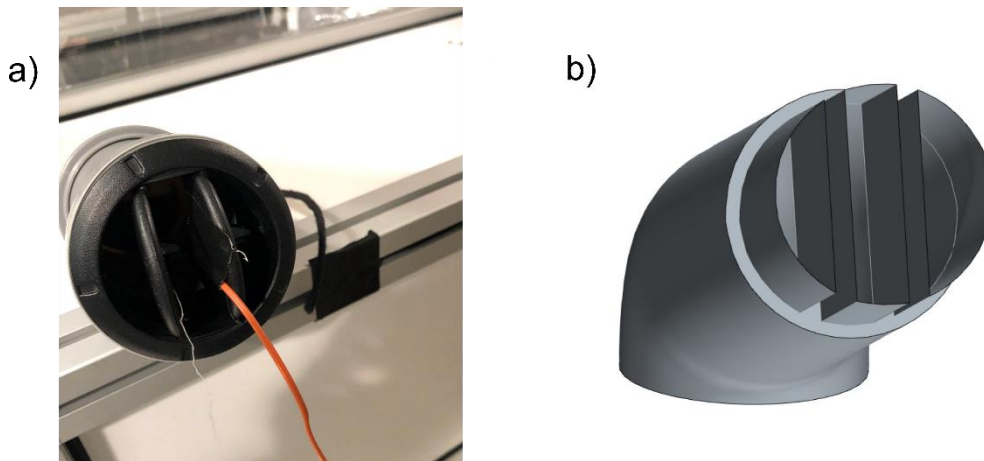
## MV

Jedná se o běžný způsob větrání v kabinách automobilu, při kterém jsou použity vyústky na palubní desce (obr. 10.3). Tento způsob přívodu vzduchu vychází z běžného osobního automobilu. Maketa obsahuje dvě defrostové vyústky, čtyři vyústky na palubní desce (dvě po stranách a dvě na středovém panelu) a dvě nožní vyústky. Vzduchovody jsou ukončeny vyústkou o průměru 65 mm. Vyústka byla modelována dle standardní vyústky z vozu Dacia Logan (Dacia, Mioveni, Rumunsko), tyto vyústky byly použity i ve fyzické maketě. Vyústka obsahuje dvojici lamel, které jsou v poloze plně otevřeno. Po odečtení plochy lamel dostáváme volný průřez vyústky, který je  $2469 \text{ mm}^2$ . Detail obou vyústek je zobrazen na obr. 10.4.



Obr. 10.3 Koncept větrání MV. Palubní (zelená), defrostové (žlutá) a nožní (modrá) vyústky s přívodními kanály, výstupní kanál (růžová).

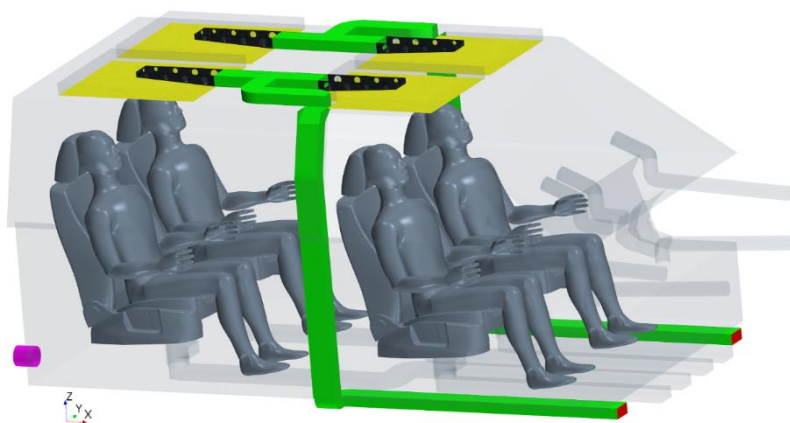
Systém větrání vyústkami v palubní desce má dlouhou historii a lze jej považovat za dobře fungující. Nicméně pro některé typy automobilů se tato varianta na první pohled jeví jako neefektivní, např. autonomní automobily s flexibilním interiérem.



Obr. 10.4 a) Detail fyzické vyústky, b) model vyústky pro CFD

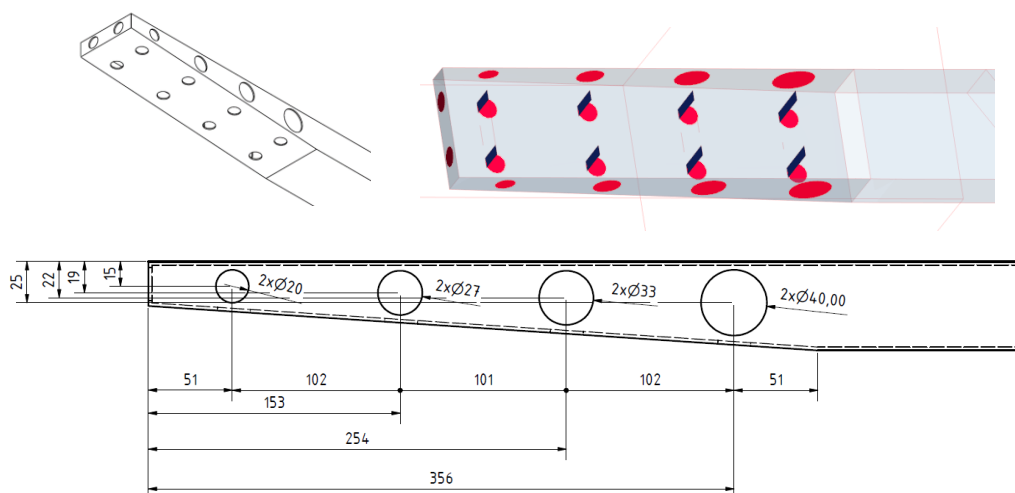
## CV

System CV využívá velkoplošných stropních vyústek umístěných nad každým sedadlem, viz obr. 10.5. Stropní vyústka obsahuje tzv. stropní distributor, který disponuje kruhovými otvory ve dvou řadách na spodní straně distributoru, za každým otvorem je lamela kvůli zrovnoměrnění proudění jednotlivými otvory. Každá tato řada otvorů je doplněna i o otvory na obou bocích. Průměr otvoru na bočních stranách klesá po směru proudění přiváděného vzduchu. Celkem má stropní distributor 4 řady těchto kruhových otvorů, detail je k vidění na obr. 10.6. Intervaly mezi otvory jsou ekvidistantní. Spodní strana stropního distributoru je zkosena směrem nahoru kvůli zrovnoměrnění proudění jednotlivými otvory. Přední strana distributoru obsahuje dva kruhové otvory o stejné velikosti jako spodní strana.



Obr. 10.5 Koncept větrání CV. Přivodní potrubí (zelená), stropní distributor (černá), perforovaná mřížka (žlutá), outlet (růžová).

Celkem čtyři stropní vyústky jsou doplněny o dva přívodní vzduchovody. Vzduchovod je společný pro dvě vyústky na levé, resp. pravé straně. Vstupní plocha (červená barva) do vzduchovodu se nachází pod dělicí stěnou motoru. Vzduchovod pak vede horizontálně vně podlahy a v místě B sloupku vede vertikálně na strop makety, kde jsou posléze použity usměrňovací prvky. Konkrétně v přívodním pravoúhlém kolenu a T-kusu jsou umístěny vodící lopatky pro zrovnomnění hmotnostního toku do přední a zadní velkoplošné stropní vyústky.



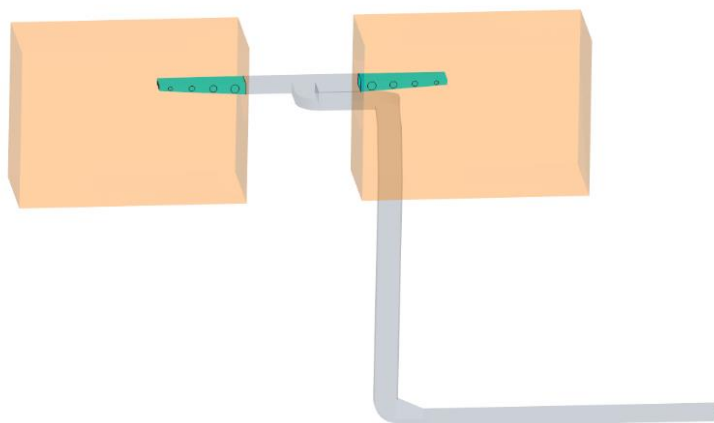
Obr. 10.6 Detailní popis stropního distributoru

## Využití metody CFD pro návrh geometrie CV

V rámci tvorby 3D geometrie byla provedena optimalizace tvaru přívodního kanálu a ostatních usměrňovacích prvků stropní vyústky a stropního distributoru metodou CFD. Cílem optimalizace bylo zrovnomnění hmotnostního toku oběma stropními vyústkami na totožné straně kabiny automobilu, mající společný přívodní vzduchovod. Prvotní návrh, který neobsahoval žádné usměrňovací prvky, měl procentuální rozdělení hmotnostních toků 62 %, resp. 38 % do zadní, resp. přední vyústky. Nerovnoměrné rozdělení hmotnostních toků mezi přední a zadní stropní vyústkou by mohlo vést k tepelnému diskomfortu cestujících na obou sedadlech. V letním případě by mohlo dojít k nedostatečnému ochlazování spolujezdce na předním sedadle, které by mohlo vést k pocitu přílišného tepla. Naopak cestující na zadním sedadle by mohl pociťovat vysoký stupeň obtěžování průvanem, jelikož teplota přiváděného vzduchu je relativně nízká. Navíc při větrání systémem CV

se hlava a krk nachází v bezprostřední vzdálenosti od vyústky, právě tyto části jsou na průvan velmi náchylné. Obdobné problémy by mohly nastat i v zimním období.

Optimalizační CFD studie probíhala na zjednodušené geometrii (obr. 10.9). Přívodní vzduchovod má originální tvar, nicméně prostor kabiny byl zmenšen, neboť jsme se zaměřili pouze na rovnoměrné rozložení průtoku. Náhrada modelu kabiny byla provedena za účelem snížení výpočetních nároků a snížení výpočetního času. Pro studii byl vybrán vzduchovod na pravé straně makety, tj. vzduchovod vedoucí do stropní vyústky nad předním sedadlem spolujezdce a nad zadním sedadlem vpravo.



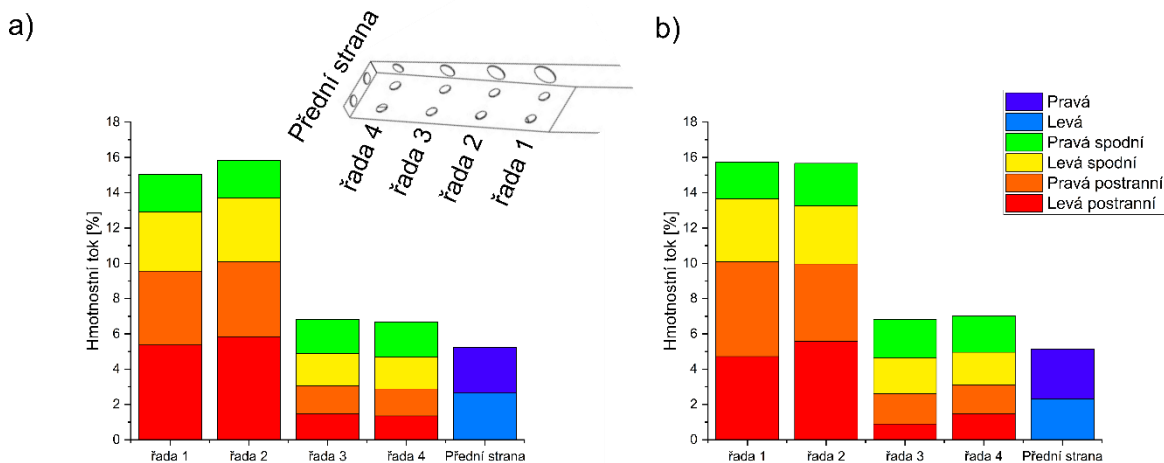
Obr. 10.7 Geometrie pro optimalizaci průtoku stropní vyústkou metodou CFD

Jednotlivé geometrické úpravy v rámci homogenizace hmotnostního toku vzduchu přes přední a zadní distributor jsou umístěny v příloze B (obr. b. 1 a obr. b. 2). Na základě srovnání hmotnostních toků protékajících přes obě části geometrie byla jako nejvhodnější varianta zvolena verze 18 s označením v18. Proudové pole pro jednotlivé geometrie je k vidění v příloze B (obr. b. 3).

### **Vyhodnocení zvolené geometrie**

Zvolená varianta v18 měla procentuální podíl zadní, resp. přední vyústky 50,4, resp. 49,6 %. Oproti prvotní verzi bez usměrňovacích prvků došlo tedy k výrazné homogenizaci proudu

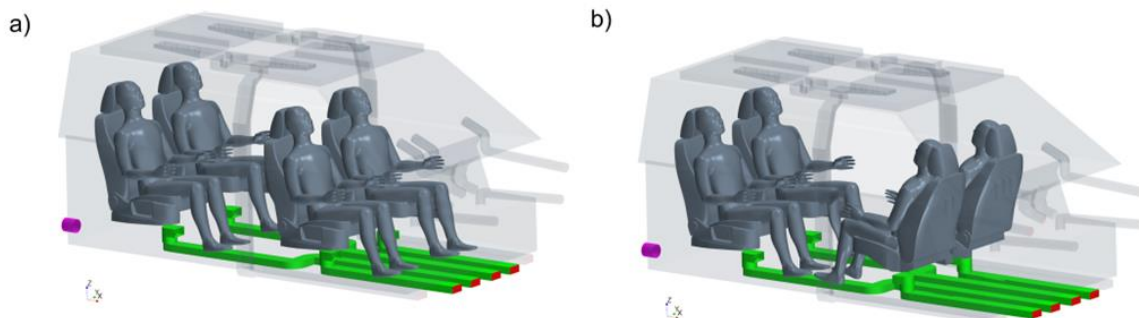
vzduchu mezi oběma vyústkami. Detailní rozdělení hmotnostních toků jednotlivými otvory stropního distributoru je na obr. 10.8.



Obr. 10.8 Přehled procentuálního dělení hmotnostních toků jednotlivými otvory pro a) přední vyústka, b) zadní vyústka

## FV

Posledním konceptem větrání je přívod pod sedadly. Princip konceptu spočívá v přívodu vzduchu vyústkou umístěnou pod každým ze čtyř sedadel nacházejících se v maketě automobilu. Tento koncept obsahuje modifikaci pro flexibilní interiér, kdy jsou přední



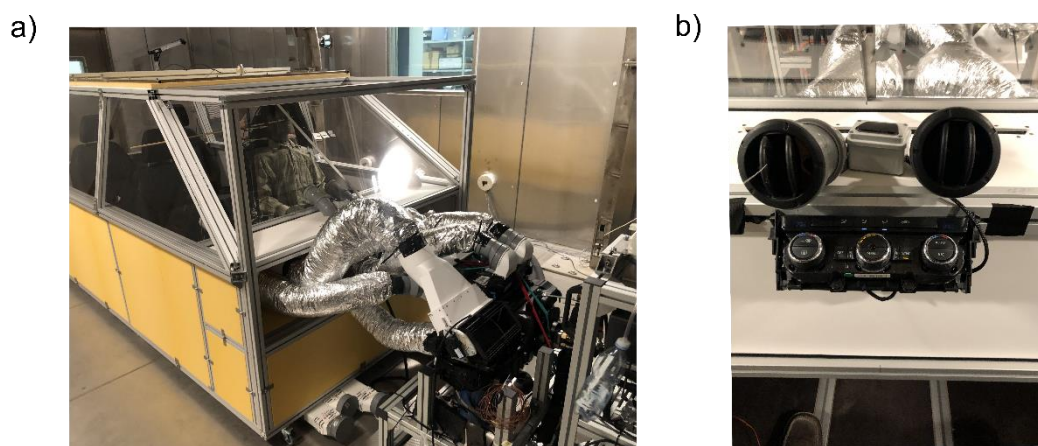
Obr. 10.9 Koncept větrání FV. a) klasické uspořádání interiéru, b) flexibilní interiér. Přední vyústky u varianty b) jsou otočeny spolu se sedadly

vyústky otáčeny spolu s předními sedadly. Tento koncept je jedním z možných systémů větrání flexibilního interiéru.

## 10.2 Konstrukce fyzické makety

Konstrukce makety je tvořena z alutecových profilů 45×45 mm. Podlaha je realizována pomocí voděodolné překližky. Svislé stěny makety a strop jsou z PVC materiálů. Pro přiblížení se reálným tepelně izolačním vlastnostem automobilu jsou PVC svislé stěny a strop doplněny o tepelnou izolaci pomocí XPS polystyrenu. Okna makety jsou vyrobena z plexiskla, které neobsahuje žádné povrchové úpravy z hlediska radiačních vlastností přenosu tepla. Bližší specifikace tloušťky jednotlivých materiálů a jejich tepelně vodivostní charakteristiky jsou uvedeny v příloze B (tab. b. 1).

Uvnitř makety jsou k dispozici čtyři sedadla<sup>86</sup> a manekýn, kterého lze usadit na kterémkoliv sedadlo. Fyzická maketa, stejně jako virtuální, disponuje dvěma možnými způsoby uspořádání interiéru – klasické a flexibilní.



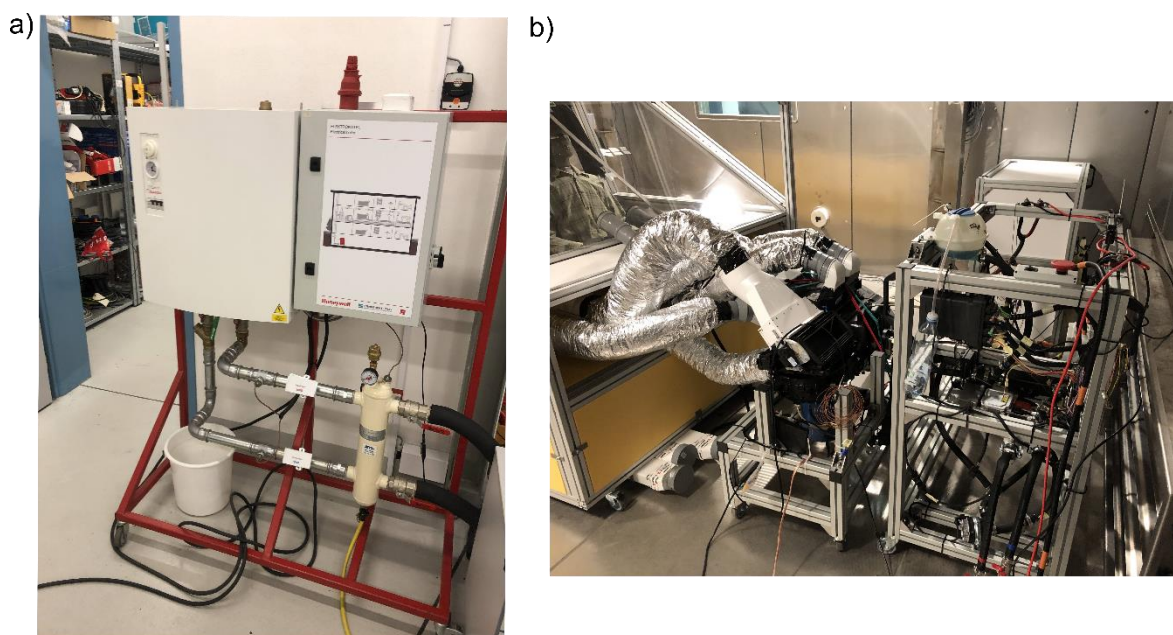
Obr. 10.10 a) Fyzická maketa umístěná v klimatické komoře během testu. V popředí je vidět HVAC jednotku, která je spojena pomocí izolovaných vzduchovodů s maketou automobilu. Uvnitř makety se nachází tepelný manekýn. B) Ovládací panel HVAC jednotky.

Z důvodu snadného přístupu a pohodlné manipulace s využívanými přístroji je levá strana makety odnímatelná.

<sup>86</sup> Originální sedadla z vozu Škoda Octavia II

Za účelem aktivního větrání může být k maketě automobilu připojena HVAC jednotka z automobilu Škoda Octavia II (Škoda Auto a. s., Mladá Boleslav, Česká republika). Ovládací panel HVAC jednotky je umístěn na palubní desce makety. Detaily makety kabiny automobilu jsou zobrazeny na obr. 10.10.

Chceme-li k větrání připojit i funkci chlazení či vytápění, je nutné připojit další externí zařízení před HVAC jednotku. Při experimentálním měření byla maketa připojena ke zdroji tepla či chladu s ohledem na prováděný test. Jako zdroj tepla byla použita jednotka s elektrokotlem. Zdrojem chladu pro HVAC jednotku byl Thermal management systém (TMS<sup>87</sup>), oba systémy lze vidět na obr. 10.11.



Obr. 10.11 a) Elektrokotel – zdroj tepla pro HVAC jednotku, b) HVAC jednotka s TMS, v pozadí kondenzátor

<sup>87</sup> Toto zařízení bylo poskytnuto firmou Sattelo s.r.o.

# 11

## EXPERIMENTÁLNÍ URČENÍ TEPELNÉHO KOMFORTU V KABINĚ AUTOMOBILU

Za použití tepelného manekýna Newtona<sup>88</sup> (Thermetrics, WA Seattle, USA) a klimatické komory (Angelantoni Test Technologies. S.r.l, Località Cimacolle PG, Itálie) byly provedeny experimenty pro zvolené letní a zimní podmínky. Zvolenými podmínkami se rozumí:

**letní období** – teplota vzduchu<sup>89</sup> 30 °C, solární zatížení 800 W·m<sup>-2</sup>,

**zimní období** – teplota vzduchu –10 °C, bez solárního zatížení.

Letní a zimní případ byl vybrán z důvodu výskytu všech významných fenoménů pro správné určení tepelného komfortu. Těmi jsou u letního testu radiace a s tím související správné nastavení tepelně-radiačních vlastností plexiskel a významné vztahové síly uvnitř kabiny. U zimního případu se vyskytuje významný teplotní gradient mezi teplotami vně a uvnitř kabiny, což zvyšuje význam materiálových charakteristik přenosu tepla, zejména součinitele teplotní vodivosti jednotlivých materiálů makety automobilu. Rozdíl mezi teplotami interiéru a exteriéru u zimního testu je v průměru více než 28 °C.

Uspořádání interiéru při experimentech bylo klasické. Během experimentů byl aktivní HVAC systém, konkrétně šlo o směšovací větrání. Priorita směřování aktivních výustek se odlišuje u jednotlivých experimentů, přičemž jsou respektovány trendy z reálných automobilů pro jednotlivé období, resp. vytápění nebo chlazení kabiny. Přívodní vzduchovody s kruhovým příčným průřezem byly zakončeny výustkami z automobilu Dacia Logan, které byly popsány v předchozí kapitole. HVAC jednotka byla v obou případech nastavena na režim AUTO 22<sup>90</sup>.

Cílem experimentů bylo získat okrajové podmínky pro CFD simulace a následně ověřit správnost CFD výsledků – zejména srovnání vlivu okolních podmínek na tepelný komfort tepelného manekýna umístěného na sedadle pro řidiče automobilu.

---

<sup>88</sup> Západní typ (výška 178,5 cm)

<sup>89</sup> Jedná se o referenční teplotu vzduchu, která byla použita k navození ustáleného stavu. Samotná teplota vzduchu během experimentu byla vyšší vlivem aktivního solárního systému.

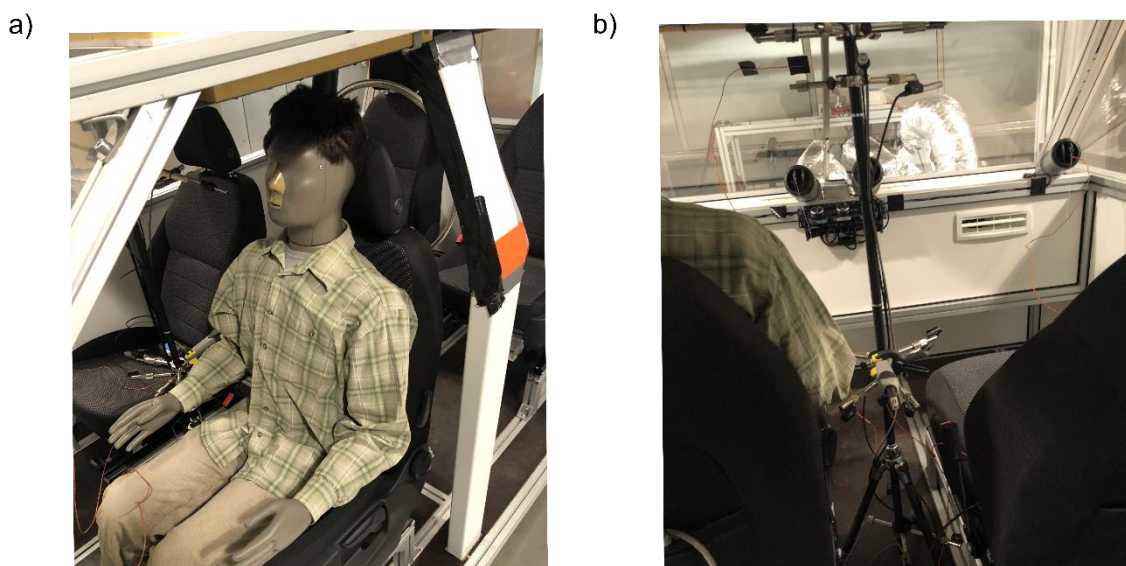
<sup>90</sup> Automaticky ovládaná HVAC jednotka s nastavenou hodnotou vnitřní teploty na 22 °C.

Kromě vyhodnocování tepelného komfortu, byly dále měřeny teploty vzduchu uvnitř kabiny ve výšce kotníků, trupu a hlavy sedící osoby. Obecné nastavení experimentu pro letní i zimní případ je uvedeno níže.

## 11.1 Popis experimentu, měřicí metody

Při obou experimentech maketa automobilu obsahovala celkem čtyři sedačky rozmístěné ve dvou řadách. Tepelný manekýn byl umístěn v obou případech na místě řidiče a byl oblečen do oděvu pro podzimní období<sup>91</sup> – tričko, košile s dlouhým rukávem, trenky, kalhoty, ponožky a uzavřené boty – viz obr. 11.1 a).

Tepelný manekýn je použit pro měření tepelného toku z jednotlivých jeho částí – princip tepelného manekýna byl popsán v kapitole 1.1.6. Tepelné toky jsou dále využity k určení ekvivalentní teploty a vyhodnocení tepelného komfortu jednotlivých zón tepelného manekýna. Tepelný manekýn kromě aktivního měření tepelných toků má i pasivní funkci. Vlivem jeho přítomnosti na sedadle řidiče dochází k výraznému ovlivnění okolního proudění, čímž se experiment více přibližuje reálným podmínkám v interiéru kabiny osobního vozidla.



Obr. 11.1 a) Tepelný manekýn Newton umístěný v maketě automobilu, b) vertikální umístění měřicích zařízení na úrovni předních sedadel

<sup>91</sup> Toto oblečení je označováno jako přechodný oděv

V průběhu obou testů byl otevřen otvor pro samovolný odvod vzduchu na levé zadní straně automobilu.

Měření teplot v přívodním potrubí na úrovni lamel bylo realizováno pomocí dvojice čidel PT100 a přístroje Testo 435 (Testo SE & Co. KGaA, Lenzkirch, Německo). Měření bylo prováděno v krajních vzduchovodech (u okna) na levé i pravé straně. Teplotní čidlo na levé straně bylo spojeno drátově s přístrojem Testo 435. Teplotní čidlo vpravo bylo spojeno s přístrojem pomocí rádiové rukojeti pro násuvné sondy s označením Testo 0554 0191 (Testo SE & Co. KGaA, Lenzkirch, Německo).

Referenční teploty ve výšce kotníků (0,12 m) a hlavy (1,1 m) byly měřeny prostřednictvím čidla okolní teploty s přesností  $\pm 0,1$  °C, jenž je součástí měřicí sady tepelného manekýna. Referenční teplota ve výšce trupu (0,6 m) byla měřena kombinovanou vlhkostní – teplotní sondou, u které je teplota měřena pomocí NTC teplotního senzoru s přesností  $\pm 0,5$  °C. Tato sonda byla použita v kombinaci s rádiovou rukojetí pro násuvné sondy, oba přístroje jsou shodně od firmy Testo. Kombinovaná sonda byla k přístroji Testo 435 připojena prostřednictvím bezdrátové rádiové rukojeti zmíněné výše. Držák sond v úrovni předních sedadel je na obr. 11.1 b).

## 11.2 Letní případ

U letního případu byla okolní teplota nastavena na hodnotu 30 °C, solární zatížení mělo hodnotu  $800 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$  s elevačním úhlem<sup>92</sup> 90°. Hodnota solárního zatížení byla měřena zpětnovazebním pyrometrem umístěným na střeše makety. Vlivem solárního zatížení byla průměrná hodnota okolního vzduchu v ustáleném stavu 36,9 °C.

V tomto případě byly aktivní čtyři vyústky na palubní desce, nožní vyústky nebyly aktivní. Časový průběh experimentu je uveden v tab. 11.1.

---

<sup>92</sup> Hodnota tohoto úhlu byla zvolena s ohledem na nemožnost většiny klimatických komor nastavit elevační úhel solárního zatížení, za účelem možné validace našeho měření.

Tab. 11.1 Letní případ – časový průběh testu

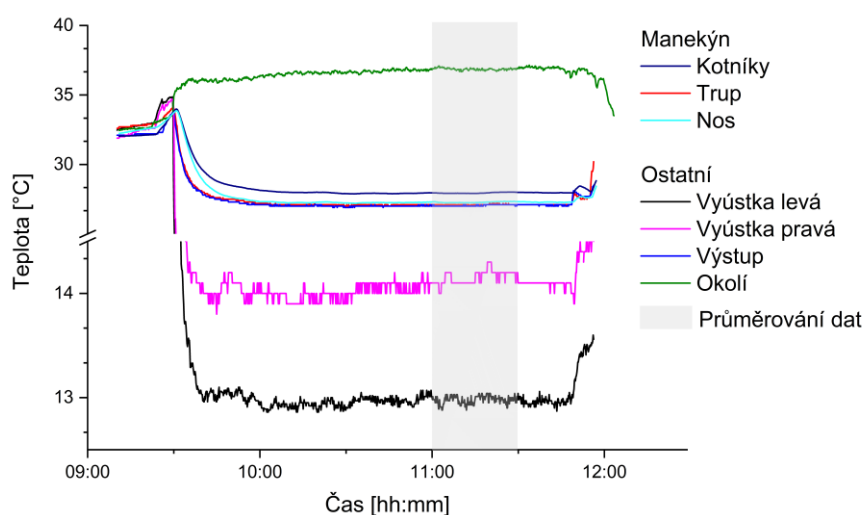
Čas	Popis
1:00	Odložený start klimatické komory, cílová teplota 30 °C
8:30	Zapnut tepelný manekýn
9:22	Zapnuto solární zatížení 800 W·m <sup>-2</sup>
9:30	Zapnuta HVAC jednotka
11:37	Otevření CS, měření rychlosti proudění
12:00	Konec testu

### 11.2.1 Vyhodnocení letního testu

Na konci ustáleného stavu byly měřeny rychlosti před aktivními vyústkami, ze kterých následně byly stanoveny hmotnostní průtoky jednotlivými vyústkami, přičemž rychlost za aktivními vyústkami byla měřena pomocí vrtulkového anemometru AV-6 (Airflow Lufttechnik GmbH, Rheinbach, Německo). Přístroj byl osazen měřicí hlavou o průměru 100 mm.

Teplotní okrajová podmínka byla definována pomocí tzv. Dirichletovi okrajové podmínky. Pro CFD simulaci byla tato OP určena jako průměrná hodnota z časového úseku ustáleného teplotního stavu (11:00–11:30). Průběh teplot během experimentu je zobrazen na obr. 11.2.

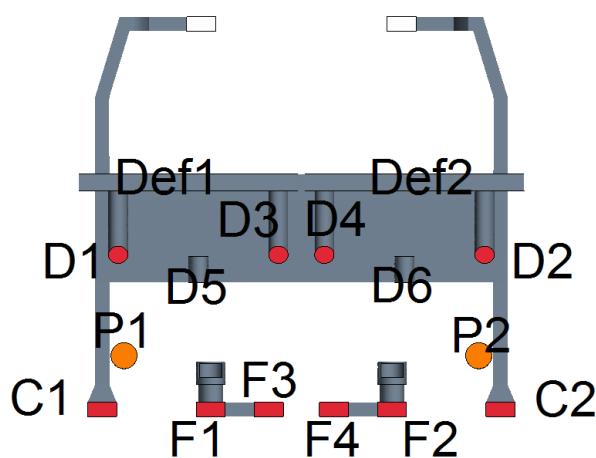
Na základě experimentu letního případu byly získány okrajové podmínky pro CFD, které jsou uvedeny v tab. 11.2. Označení jednotlivých vyústek je patrné z obr. 11.3.



Obr. 11.2 Letní test – průběh teplot

Tab. 11.2 Výsledky z letního testu – okrajové podmínky pro CFD

Vyústka	Průtok [kg·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost [m·s <sup>-1</sup> ]	Teplota vzduchu [°C]
D2	0,0134	2,8	13,0
D1	0,0115	2,4	14,2
D4	0,0119	2,5	13,0
D3	0,0097	2,0	14,2
P2	0,0349	7,3	27,0



Obr. 11.3 Označení jednotlivých vyústek (přední pohled) [204]

### 11.3 Zimní případ

Zimní případ je charakteristický nízkou teplotou okolního vzduchu. V kabině je docíleno tepelného komfortu za pomoci přivádění teplého vzduchu. Průměrná teplota okolního vzduchu v ustáleném stavu během experimentu byla -7,8 °C, přičemž ustáleným stavem, ve kterém byly průměrované jednotlivé měřené teploty, se rozumí časový interval 14:30 až 15:00. Solární zatížení v tomto případě nebylo uvažováno. Aktivní byly čtyři vyústky na palubní desce a dvě nožní vyústky. Časový průběh experimentu je uveden v tab. 11.3.

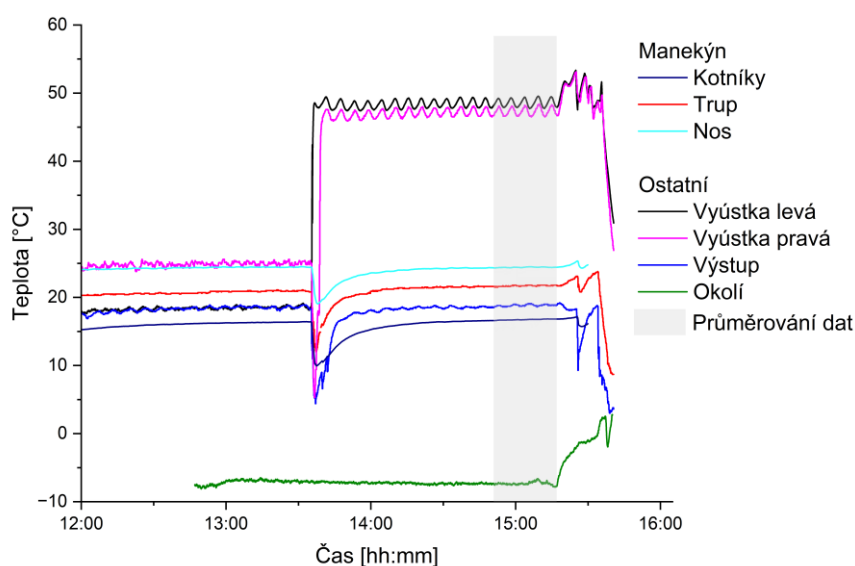
Tab. 11.3 Zimní případ – časový průběh testu

Čas	Popis
3:00	Odložený start klimatické komory, cílová teplota <sup>93</sup> 5 °C
8:40	Změna cílové teploty na -10 °C
9:22	Zapnuto solární zatížení 800 W·m <sup>-2</sup>
13:40	Otevření CS, znovu připevnění termočlánků pro měření teploty vzduchu na vstupu do CS
15:30	Otevření CS, měření rychlosti proudění

### 11.3.1 Vyhodnocení zimního testu

Postup určení okrajových podmínek pro zimní případ je shodný s postupem u letního případu. Měřené hodnoty byly časově středované v intervalu 14:50–15:20. Průběh teplot během experimentu je zobrazen na obr. 11.4.

Přehled naměřených hodnot a okrajových podmínek pro CFD simulace je uveden přehledně v tab. 11.4.



Obr. 11.4 Zimní test – průběh teplot

<sup>93</sup> Cílová teplota při odloženém startu byla nastavena na hodnotu 5 °C, kvůli možnosti zamrznutí pracovních látek v chladicím zařízení bez přítomnosti obsluhy

Tab. 11.4 Výsledky zimního testu – okrajové podmínky pro CFD

Vyústka	Průtok [kg·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost [m·s <sup>-1</sup> ]	Teplota vzduchu [°C]
D2	0,0069	1,67	48,7
D1	0,0062	1,48	47,5
D4	0,0057	1,38	48,7
D3	0,0045	1,09	47,5
D6	0,0062	1,62	48,7
D5	0,0058	1,51	47,5
Výstup vlevo	0,0104	2,45	18,8

## 11.4 Shrnutí

Bylo provedeno experimentální měření tepelného komfortu s využitím tepelného manekýna Newtona a klimatické komory. Tepelný komfort byl měřen pro letní a zimní podmínky za využití směšovacího větrání. Uspořádání interiéru při experimentu bylo klasické. V ustáleném stavu byly určeny okrajové podmínky pro CFD simulace, které byly uvedeny v této kapitole spolu s průběhem charakteristických teplot během experimentu. Okrajové podmínky byly stanoveny za účelem provedení validace CFD simulací. V této kapitole nebyl hodnocen samotný tepelný komfort, neboť je uveden v další kapitole, jakožto součást validace numerického řešení. Experimentálně určené ekvivalentní teploty pro jednotlivé části těla jsou pro letní případ v kombinaci s příslušným DKZ na obr. 12.6 a), pro zimní případ poté na obr. 12.7 a).



# 12

## VALIDACE NUMERICKÉHO ŘEŠENÍ

Experimentální měření bylo základem pro získání okrajových podmínek pro numerické řešení tohoto úkolu. CFD přístup byl aplikován za využití software Simcenter STAR-CCM+ verze 2021.3 (Siemens, Mnichov, Německo).

Podmínky určené během experimentu se staly výchozími podmínkami pro CFD simulaci, přičemž cílem validace bylo srovnání tepelného komfortu manekýna Newtona vlivem okolního prostředí, a to porovnáním EHT pro jednotlivé části tepelného manekýna v kombinaci s DKZ.

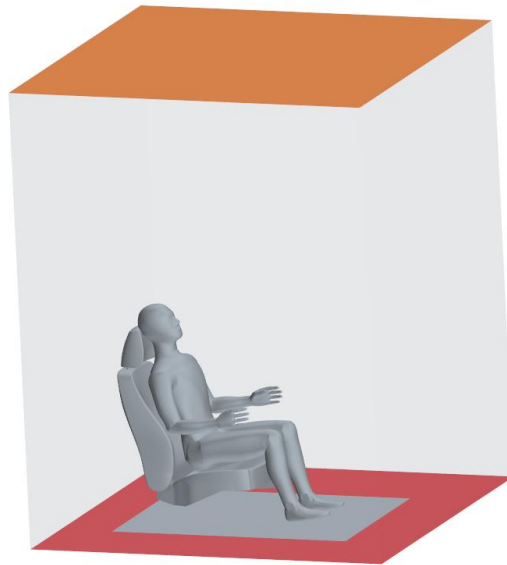
Numerickému řešení této problematiky předchází proces tzv. virtuální kalibrace pro správné nastavení součinitele přestupu tepla na jednotlivých částech těla tepelného manekýna. Proces virtuální kalibrace, CFD řešení validačních testů i vyhodnocení samotné validace je uvedeno v této kapitole.

### 12.1 Kalibrace virtuálního tepelného manekýna

Chceme-li aplikovat metodu ekvivalentní teploty a diagramu komfortních zón v kombinaci s využitím výpočtové mechaniky tekutin, je třeba provést tzv. virtuální kalibraci tepelného manekýna, viz ISO 14505-2 [66]. Kalibrace se provádí za účelem získání složeného součinitele přenosu tepla. Manekýn je vložen do kalibračního boxu ve tvaru kvádrů se čtvercovou základnou o délce hrany 2 m a výšce 2,5 m. Manekýn je umístěn v sedadle ve stejné pozici jako při samotné simulaci. Povrchová teplota manekýna je 34 °C. Okolní prostředí je homogenní s teplotou vzduchu 24 °C. Radiační teplota je shodná s teplotou vzduchu. Rychlost proudění je 0,05 m·s<sup>-1</sup>. Rychlostní okrajová podmínka je nastavena po obvodu základny kalibračního boxu. Horní stěna je poté nastavena jako okrajová tlaková podmínka<sup>94</sup>.

---

<sup>94</sup> Pressure outlet



Obr. 12.1 Geometrie pro virtuální kalibraci tepelného manekýna. Tlaková OP (oranžová barva), rychlostní OP (červená barva) o velikosti  $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Ostatní obvodové plochy nastaveny jako OP typu stěna.

### 12.1.1 Tepelný odpor tepelného manekýna

Celkový tepelný odpor u oblečené části manekýna se skládá z tepelného odporu kondukcí vzduchové vrstvy mezi pokožkou a oděvem, tepelným odporem kondukcí oděvu a tepelným odporem konvekce na vnější straně oděvu.

Tepelný odpor vzduchové vrstvy lze zahrnout do tepelného odporu kondukcí oděvu, platí vztah:

$$R_{\lambda, \text{oděv celkový}} = R_{\lambda, \text{oděv}} + R_{\lambda, \text{vzduch}} \quad (12.1)$$

kde:

$R_{\lambda, \text{oděv celkový}}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	celkový tepelný odpor kondukcí oděvu,
$R_{\lambda, \text{oděv}}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	tepelný odpor kondukcí oděvu,
$R_{\lambda, \text{vzduch}}$	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$	tepelný odpor kondukcí vzduchové vrstvy.

Hustota tepelného toku je definována rovnicí:

$$\dot{q} = \frac{t_s - t_a}{R_{oděv\ celkový}} = \frac{t_s - t_a}{R_\alpha + R_{\lambda, oděv\ celkový}} \quad (12.2)$$

kde:

$\dot{q}$	[W·m <sup>-2</sup> ]	hustota tepelného toku,
$R_{oděv\ celkový}$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	celkový tepelný odpor vrstvou oděvu,
$R_\alpha$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	tepelný odpor konvekci na vnější straně oděvu,
$t_s$	[°C]	povrchová teplota pokožky.

### 12.1.2 Proces virtuální kalibrace a jeho vyhodnocení

K provedení virtuální kalibrace byly využity součinitelé přestupů tepla jednotlivých segmentů tepelného manekýna oblečeného do přechodného oděvu dle diplomové práce K. Hrubanové [194]. Byl uvažován součinitel přestupu tepla ( $\alpha_{cal}$ ) určený jako aritmetický průměr jednotlivých součinitelů přestupu tepla pro teploty 20, 24 a 28 °C. Vstupní součinitel přenosu tepla pro jednotlivé segmenty tepelného manekýna se určí ze vztahu:

$$\alpha_{vstup, oděv} = \frac{1}{R_{oděv\ celkový}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{cal}} + \frac{1}{\alpha_{neoblečené}}} \quad (12.3)$$

kde:

$\alpha_{vstup, oděv}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	vstupní součinitel přenosu tepla daného segmentu pro CFD simulace,
$\alpha_{cal}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	kombinovaný součinitel přenosu tepla určený z reálné kalibrace,
$\alpha_{neoblečené}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	kombinovaný součinitel přenosu tepla z kalibrace neoblečených částí manekýna <sup>95</sup> .

Byla provedena virtuální kalibrace s hodnotami součinitelů přenosu tepla dle výše uvedeného zdroje. Z virtuální kalibrace byly získány hustoty tepelných toků z jednotlivých

---

<sup>95</sup> Tato hodnota byla určena jako aritmetický průměr neoblečených částí manekýna (levá a pravá ruka, obličej) při reálné kalibraci tepelného manekýna uvedené v [194] při referenční teplotě 24 °C.

částí manekýna (obr. 12.2). Z obrázku je patrný proměnlivý průběh této veličiny v čase. Hustoty tepelných toků pak byly využity k určení virtuálního součinitele přestupu tepla dle vztahu:

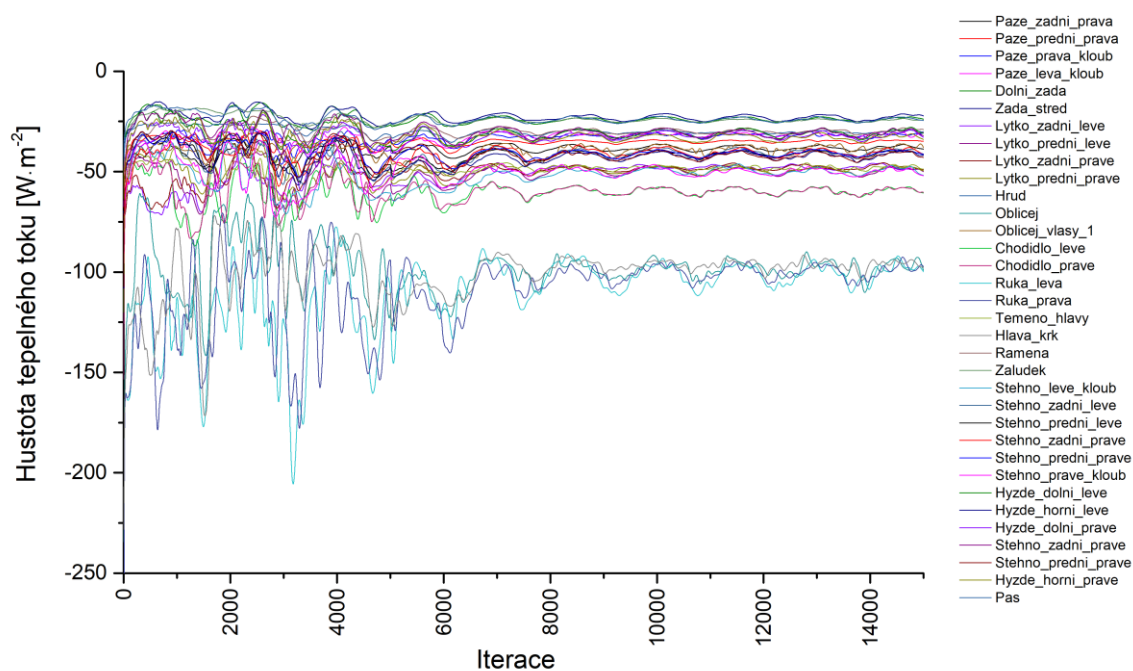
$$\alpha_{virtual} = \frac{\dot{q}_{virtual}}{t_s - t_a} \quad (12.4)$$

kde:

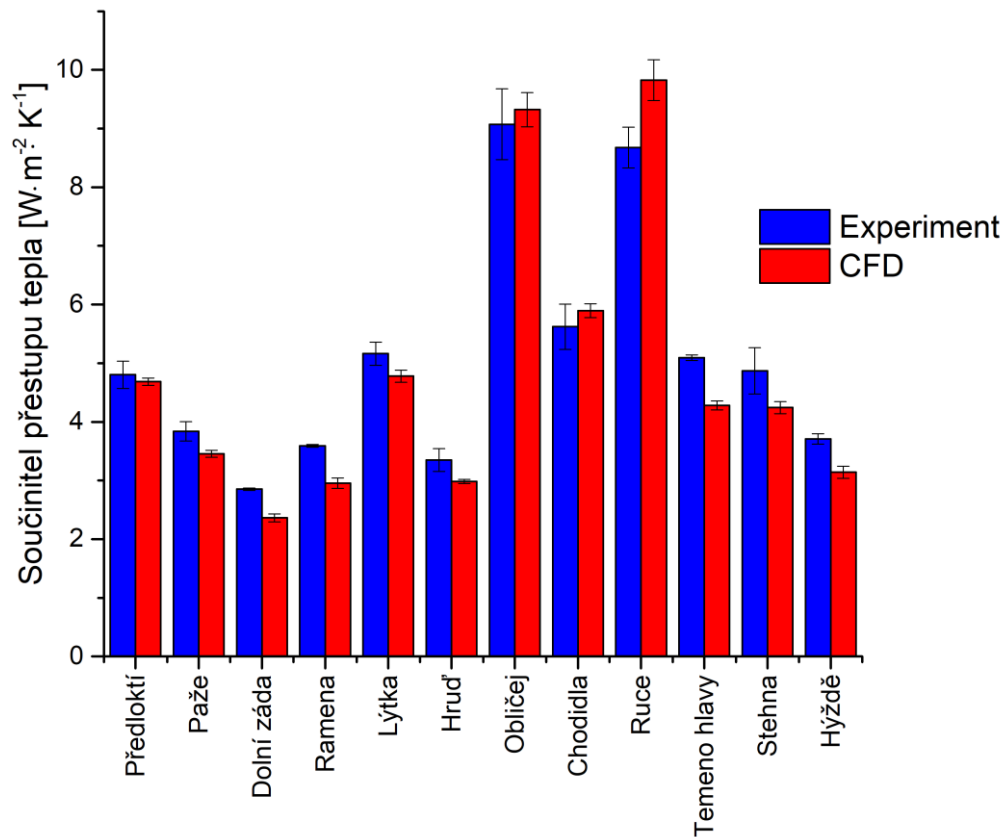
$\alpha_{virtual}$  [W·m<sup>-2</sup>·K<sup>-1</sup>] virtuální součinitel přestupu tepla,

$\dot{q}_{virtual}$  [W·m<sup>-2</sup>] hustota tepelného toku určená metodou CFD.

Z dosažených výsledků je patrná dobrá shoda mezi celkovým součinitelem přestupu tepla určeným při kalibraci v klimatické komoře a při virtuální kalibraci (obr. 12.3), čímž byla ověřena správná funkčnost jednotlivých mechanismů přenosu tepla v CFD modelu.



Obr. 12.2 Průběhy hustot tepelných toků jednotlivých částí manekýna během CFD simulace



Obr. 12.3 Srovnání součinitelů přestupu tepla z experimentálního měření a ze CFD simulace.  
Experimentální data byla převzata z [194]

Určení ekvivalentní homogenní teploty ze CFD umožňuje vztah:

$$EHT = t_p - \frac{\dot{q}_{virtual}}{\alpha_{virtual}} \quad (12.5)$$

## 12.2 Nastavení CFD výpočtu validačních případů

### 12.2.1 Fyzika

Validační CFD výpočty byly realizovány za použití metody modelování turbulence RANS s modelem turbulence RST. Byl použit sdružený řešič<sup>96</sup>. Pro inicializaci řešení byl použit model turbulence Realizable k- $\epsilon$  a segregovaný řešič<sup>97</sup>.

Přístěnná mezní vrstva byla řešena pomocí stěnových funkcí – byl použit model All y+ Wall treatment. Časová diskretizace řešení byla provedena za využití schématu second-order upwind.

Na stěnách kabiny byly definovány tepelné materiálové charakteristiky (součinitel přestupu tepla, tepelný odpor). U skel byly dále definovány tepelně radiační vlastnosti.

Okrajové podmínky typu stěna s teplotní specifikací „Environment“ byly předepsány na jednotlivé části kabiny automobilu. Byla předepsaná povrchová teplota, tepelný odpor a součinitel přestupu tepla na vnější straně kabiny. Dále byly definovány radiační vlastnosti jednotlivých povrchů – emisivita, transmisivita a reflektivita.

Sedadla jsou definovaná jako okrajová podmínka typu stěna, byla nastavena adiabatická teplotní specifikace.

U manekýna byla na neoblečených částech těla předepsaná povrchová teplota 34 °C. Na oblečených částech manekýna byla předepsaná povrchová teplota těla 34 °C a byl definován součinitel přestupu tepla oděvem.

Součinitelé přestupu tepla pro jednotlivé části geometrie jsou stejné jako pro simulace analýzy konceptů větrání a jsou uvedeny v tab. b. 2 a v tab. b. 3. Jsou zde uvedeny i tepelné odpory pro části makety a nastavení tepelně radiačních vlastností, které jsou popsány podrobněji níže.

U letního případu byl aktivován model solárního zatížení, které bylo nastaveno na hodnotu<sup>98</sup> 800 W·m<sup>-2</sup> s elevačním úhlem 0°. Dále byl aktivní model Multiband Thermal Radiation (MTR) pro správný výpočet skleníkového efektu. Model obsahoval dvě elektromagnetická spektra:

- Krátkovlnné (0,01 - 2,5  $\mu\text{m}$ )

---

<sup>96</sup> Coupled solver

<sup>97</sup> Segregated solver

<sup>98</sup> Přímé záření: 750 W·m<sup>-2</sup>, difuzní záření: 50 W·m<sup>-2</sup>

- Dlouhovlnné (2,5 - 1000  $\mu\text{m}$ )

### Tepelně radiační vlastnosti plexiskla

Tepelně radiační vlastnosti plexiskla, transmisivita a reflektivita, byly experimentálně změřeny na Ústavu Fyzikálního Inženýrství na Fakultě strojního inženýrství (FSI). Transmisivita pro krátkovlnné, resp. dlouhovlnné proudění byla změřena 0,55, resp. 0. Reflektivita byla určena pro krátkovlnné, resp. dlouhovlnné záření 0,15, resp. 0,05. Absorptivitu lze poté určit dle vztahu [195]:

$$a + r + t = 1 \quad (12.6)$$

kde:

$a$	[-]	absorptivita,
$r$	[-]	reflektivita,
$t$	[-]	transmisivita.

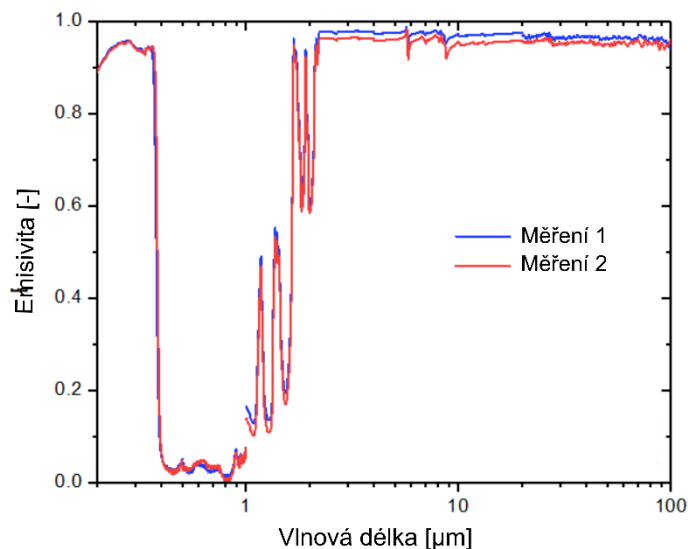
Nicméně jeden ze vstupních parametrů, vyžadovaný použitým CFD softwarem, je hodnota emisivity, jejíž hodnota byla ztotožněna s hodnotou absorptivity, a to na základě tzv. Kirchhoffova zákona, dle kterého za určitých předpokladů platí vztah [195]:

$$\varepsilon = a \quad (12.7)$$

kde:

$\varepsilon$	[-]	emisivita.
---------------	-----	------------

Závislost absorptivity, či emisivity, při platnosti Kirchhoffova zákona, na vlnové délce určené na základě experimentálního měření je na obr. 12.4. Na základě závislosti emisivity na vlnové délce byla stanovena vstupní hodnota emisivity pro krátkovlnné, resp. dlouhovlnné spektrum 0,3, resp. 0,95.

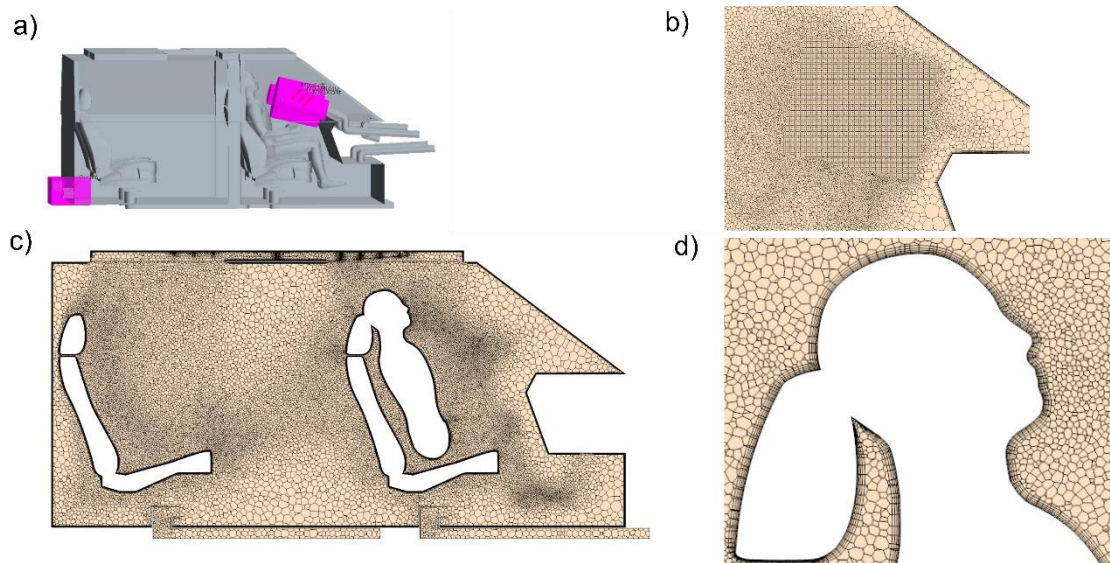


Obr. 12.4 Průběh emisivity v závislosti na vlnové délce pro plexisklo – určeno experimentálně

### 12.2.2 Výpočetní síť

Výpočetní síť byla vytvořena v komerčním softwaru Simcenter STAR-CCM+ verze 2021.3. Síť se skládá z polyhedrálních buněk a obsahuje prismatickou vrstvu. Detail sítě je uveden na obr. 12.5. Základní velikost buňky je 0,035 m. Výpočetní síť se skládá z celkového počtu 5 mil. buněk a je nestruturovaná. Výpočetní síť byla zjemněna v blízkosti aktivních výústek a výstupního otvoru, kde velikost buňky je 30 % ze základního rozměru. Prismatická vrstva je tvořena z 5 buněk a celková tloušťka mezní vrstvy je 8,75 mm. Růstový faktor<sup>99</sup> v mezní vrstvě je nastaven na hodnotu 1,3.

<sup>99</sup> Prism Layer Stretching



Obr. 12.5 Výpočetní síť a) lokální zjemnění sítě, b) detail objemové sítě v oblasti před vyústkou, c) objemová síť, řez středem sedadla řidiče, d) detail objemové sítě v oblasti hlavy manekýna

## 12.3 Letní případ

Při vyhodnocení letního případu nejsou uvažovány části stehen a hýždí. Spodní část stehen a hýždě nejsou uvažovány z důvodu odlišného usazení manekýna v sedačce při CFD výpočtech a při experimentu. Je-li manekýn v kontaktu se sedákem, má to vliv na zvětšení tepelného odporu styčné plochy. Zóna stehen se skládá ze dvou částí – horní a dolní stehna. Dolní stehna nebyla uvažována pro důvody uvedeny výše. Horní část stehen poté nebyla do výsledků zahrnuta z důvodu větší povrchové teploty tepelného manekýna při experimentu. Povrchová teplota této části segmentu byla větší než 34 °C, tepelný tok byl přenášen směrem do manekýna na této části stehen a nebylo možné ho měřit s využitím dostupných zařízení.

Obličej je jediná část tepelného manekýna, která se skládá z částí s odlišnými součiniteli přenosu tepla. Vrchní část obličeje – čelo, je pokryto parukou, která poskytuje tepelný odpor. Zbylá část obličeje je holá, tj. není zde žádný tepelný odpor kondukcí vlivem oblečení či vlasového porostu. Výsledný součinitel přestupu tepla obličeje je vypočten jako vážený průměr součinitelů přestupu tepla jednotlivých částí obličeje přes plochu.

## DKZ – Experiment

Z průběhu EHT určené z experimentu zobrazeného na obr. 12.6 a) je patrné, že většina částí se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelné“. Část „Celé tělo“ spadá do zóny „Horko“. Důvodem je přechodné oblečení, které se běžně v těchto klimatických podmínkách nepoužívá. Typ oblečení byl zvolen s ohledem na možnost využití tohoto oblečení pro oba srovnávací případy, čímž se eliminuje vliv případných nepřesností ve stanovení tepelných charakteristik jednotlivých částí oděvu. Oblast obou chodidel a lýtek spadá do oblasti „Horko“, to je dáno přímým ovlivněním těchto částí dopadajícím zářením, volbou přechodného oblečení a nastavením preference větrání na horní část těla – nožní vyústky byly uzavřeny. Temeno hlavy a obličej se nachází v oblasti „Středně“. Ramena jsou jedinou částí nacházející se v oblasti „Chladno, ale přijatelné“.

## DKZ – CFD

DKZ s průběhem EHT získané metodou CFD je na obr. 12.6 b). Celé tělo se nachází v oblasti „Horko“. Obličej se jako jediná část tepelného manekýna nachází v oblasti „Středně“. Hrud' se naopak jako jediná nachází v oblasti „Horko“. Ostatní části tepelného manekýna se nachází shodně v oblasti „Teplo, ale přijatelné“.

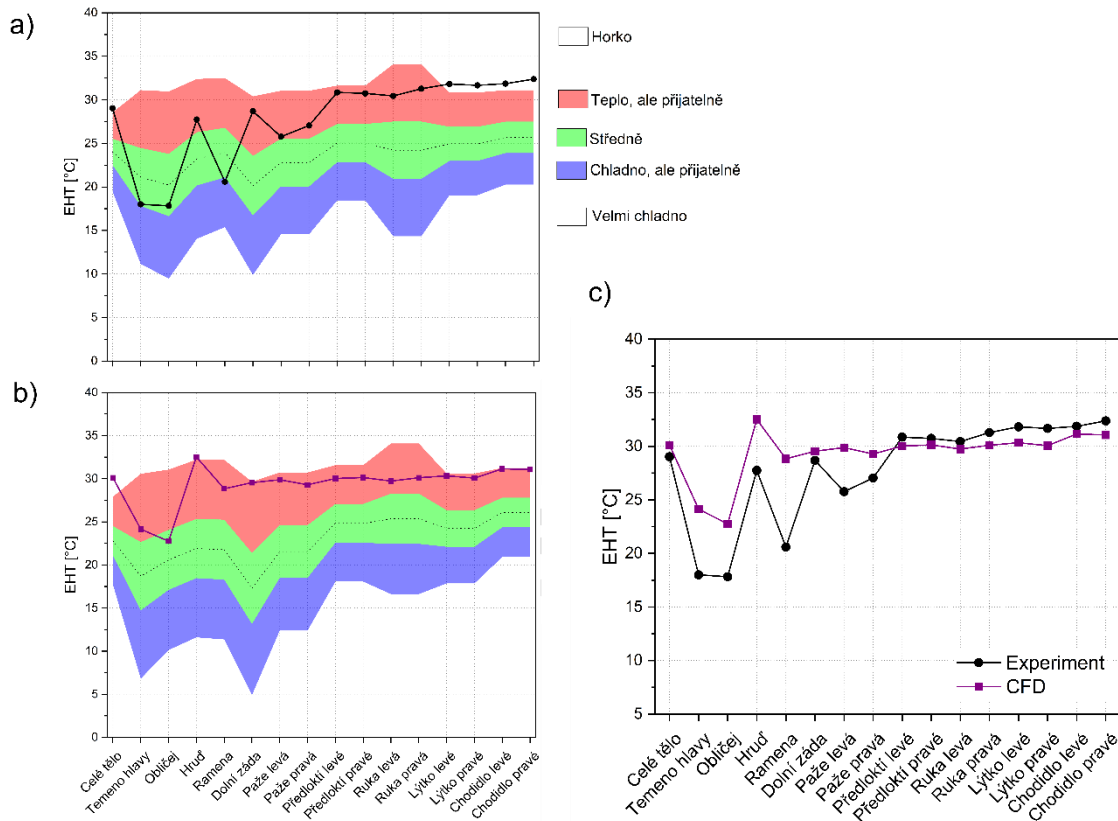
### 12.3.1 Srovnání obou přístupů

Více než samotný tepelný pocit, je důležitější shoda mezi EHT určenou experimentálně a pomocí CFD pro jednotlivé segmenty tepelného manekýna. EHT pro oba přístupy je vykreslena proti sobě do jednoho grafu na obr. 12.6 c). Zóny u DKZ jsou sestrojeny na základě virtuální či fyzické kalibrace. Výstupem z kalibrace je složený součinitel přestupu tepla, který je, jak jsme viděli, mírně odlišný u obou přístupů. Z toho důvodu jsou i mírně odlišné hranice těchto zón u DKZ. Proto u obr. 12.6 c) nejsou zobrazeny jednotlivé zóny. Z dosažených výsledků je patrné, že horní část manekýna (obličej, temeno hlavy, hrud' a ramena) vykazují větší rozdíly v EHT, než zbylá část tepelného manekýna. To může být způsobeno přímou interakcí přiváděného vzduchu s těmito částmi těla. Z výše uvedených částí se pouze ramena zřetelně nacházejí v jiné zóně.

Srovnáme-li trend průběhu EHT, dostáváme dobrou shodu pro obě použité metody. V průměru se EHT liší o 1,1 K na všech částech tepelného manekýna.

Hodnoty teplot v charakteristických výškách pro obě použité metody jsou uvedeny v obr. 12.1. Po porovnání hodnot naměřených teplot lze konstatovat, že vertikální rozložení teplot, tzv. teplotní stratifikace, je na úrovni první řady sedadel nízká. Maximální rozdíl teplot po výšce makety je do 1 K.

CFD metoda predikovala teplotu v předem definovaných výškách velice přesně, maximální rozdíl je 1,2 K ve výšce hlavy. Podstatný vliv v této výšce má rychlostní pole přiváděného studeného vzduchu.



Obr. 12.6 a) experimentální data, b) výsledky CFD simulace, c) porovnání průběhů EHT pro oba použité přístupy

Tab. 12.1 Letní případ – přehled teplot v charakteristických bodech

	Teplota [°C]		$\Delta T$ [K]
	Experiment	CFD	
Kotníky	28,0	28,1	0,1
Trup	27,1	27,9	0,8
Hlava	27,3	28,4	1,2

## 12.4 Zimní případ

U zimního případu nebyly uvažovány při vyhodnocení tepelného pocitu části hýždě a spodní část obou stehen, a to ze stejného důvodu jako u letního testu. Naopak horní část stehen je již do výsledků zahrnuta, jelikož její teplota nepřesahovala hranici 34 °C.

### **DKZ – Experiment**

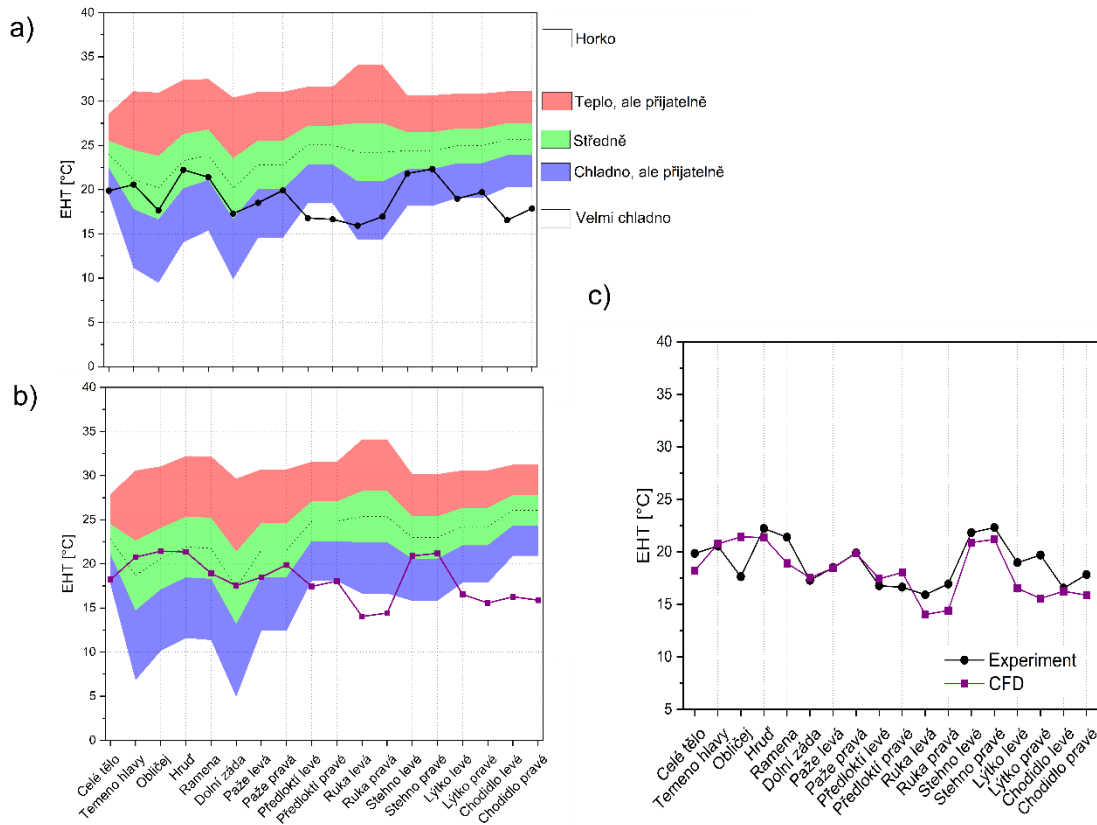
Experimentálně určený průběh EHT, uvedený v diagramu komfortních zón, je zobrazen na obr. 12.7 a). Celé tělo se nachází v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Segmenty temeno hlavy, obličej, hrud', ramena, dolní záda se nachází v oblasti „Středně“. Části paže, ruce, stehna a pravé lýtko se nachází v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Zbylé části, tedy předloktí, levé lýtko a chodidla se nachází v oblasti „Velmi chladno“.

### **DKZ – CFD**

DKZ s průběhem EHT získané metodou CFD je uvedeno na obr. 12.7 b). Metoda CFD predikovala pro oblast celého těla tepelný pocit „Chladno, ale přijatelně“, stejně tak jako pro část levé paže. Segmenty temeno hlavy, obličej, hrud', ramena, dolní záda, pravá paže a stehna se nacházejí v oblasti „Středně“. Předloktí, ruce, lýtko a chodidla se poté nacházejí v oblasti „Velmi chladno“.

#### 12.4.1 Srovnání obou přístupů

Trend průběhu EHT je ve velmi dobré shodě, viz obr. 12.7 c). Větší rozdíly můžeme pozorovat u obličeje, který je holý a je v přímé interakci s přiváděným proudem vzduchu. Nicméně tepelný pocit predikovaný oběma metodami u obličeje je shodný, tj. „Středně“. V porovnání s předchozím testem jsou větší rozdíly u obou lýtek, konkrétně metoda CFD predikuje tepelný pocit pro pravé lýtko „Velmi chladno“, kdežto experimentálně byla určená zóna „Chladno, ale přijatelně“. To může být dáno aktivními nožními vyústkami. Rozdílné zóny byly ještě určeny u rukou, kdy CFD metoda predikuje opět chladnější tepelný pocit oproti experimentálním datům. Průměrný rozdíl mezi EHT z experimentu a CFD výpočtem je 0,8 K.



Obr. 12.7 a) experimentální data, b) výsledky CFD simulace, c) porovnání průběhů EHT pro oba použité přístupy

Vertikální rozložení teplot je patrné z tab. 12.2. U zimního testu jde vidět výrazně větší teplotní stratifikaci, rozdíl mezi teplotou ve výšce kotníku a hlavy na úrovni první řady sedadel je 7,7 K.

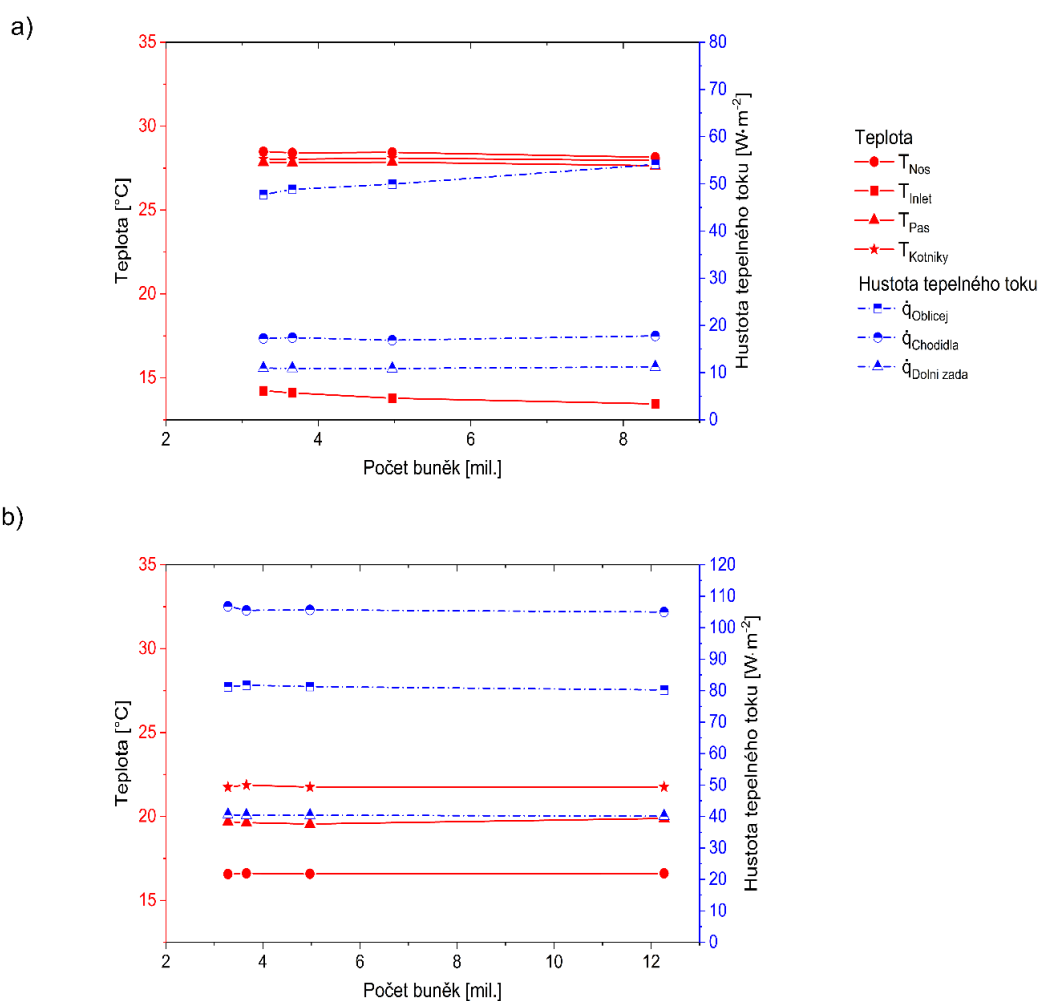
Rozdíly mezi oběma metodami jsou u zimního testu větší než v předchozím případě. Maximální rozdíl teplot mezi metodami je shodně jako u letního testu ve výšce hlavy. U zimního případu je tento rozdíl 2,7 K.

Tab. 12.2 Zimní případ – přehled teplot v charakteristických bodech

	Teplota [°C]		$\Delta T$ [K]
	Experiment	CFD	
Kotníky	16,7	16,6	0,2
Trup	21,7	19,6	2,1
Hlava	24,4	21,8	2,7

## 12.5 Test nezávislosti sítě CFD řešení

Test nezávislosti sítě byl proveden celkem na čtyřech výpočetních sítích, a to pro obě varianty – léto i zima. Sledovanou veličinou byla teplota v charakteristických výškách sedící osoby (výška nosu, trupu a kotníků). Dále byla sledována hustota tepelného toku, a to na zvolených částech tepelného manekýna. Tyto části byly zvoleny s ohledem na charakteristickou výšku, jedná se o temeno hlavy, dolní záda a chodidla<sup>100</sup>. Vyhodnocení testu nezávislosti sítě je uvedeno na obr. 12.8, z kterého je patrné, že CFD výsledky jsou nezávislé na použité výpočetní síti, neboť se změnou velikosti sítě nedochází k výrazné změně sledovaných veličin.



Obr. 12.8 GIT pro varianty a) letní případ, b) zimní případ

<sup>100</sup> Tuto hodnotu charakterizuje aritmetický průměr levého a pravého chodidla

## 12.6 Diskuze k vyhodnocení validačních případů

Byly provedeny CFD simulace pro letní a zimní případ. Podstatou této kapitoly bylo porovnat výsledný tepelný komfort manekýna získaný na základě obou použitých přístupů, tj. experimentální měření s tepelným manekýnem a výpočetní CFD metoda. Srovnání průběhů EHT pro jednotlivé metody přineslo dobrou shodu. Je nutné přiznat, že v letním případě jsou rozdíly v EHT vyšší u částí v horní polovině těla, což může být způsobeno přímou interakcí s přiváděným vzduchem. Na druhé straně je nutné uvést, že součástí tohoto testu bylo solární záření, které má podstatný vliv na tepelný komfort [148], a ani v dnešní době není jednoduché simulovat jeho účinky. Rozdíly v EHT mohou být způsobené i palubní deskou, která má vysokou povrchovou teplotu a velký vliv na tepelný komfort v přední části kabiny automobilu [153].

Kromě tepelného komfortu bylo porovnáno i vertikální rozložení teplot v kabině automobilu. Teplotní stratifikace v letním případě je 0,9 K, dochází tedy k dobrému promíchávání vzduchu uvnitř kabiny. Odchylka obou metod v určení teplot v charakteristických výškách je maximální ve výšce hlavy, konkrétně 1,2 K, což jsou přesnější výsledky ve srovnání s publikací Sevilgena a Kilice [149].

U zimního případu je stratifikace podstatně větší. Teplota u kotníku je o 7,7 K menší než teplota u hlavy, a to i přes skutečnost, že gravitační a vztakové síly napomáhají přirozenému mísení vzduchu. Příčinou může být nedostatečná tepelná izolace podlahy makety automobilu.

Odchylka určení teplot u jednotlivých metod je menší pro letní případ, kdy je rozdíl teplot ve výšce hlavy 1,2 K. U zimního případu je maximální odchylka ve stejné výšce a má hodnotu 2,7 K.

Nezávislost výsledků CFD na výpočetní síti byla prokázána testem nezávislosti sítě, který byl proveden pro letní i zimní případ celkem pro čtyři sítě. Sledované veličiny, tj. teplota a hustota měrného toku se změnou velikosti výpočetní sítě nevykazovaly výraznější změnu velikosti těchto veličin.

Výše uvedené výsledky ukazují, že metoda CFD poskytuje validní výsledky pro vyhodnocení tepelného komfortu pro zimní i letní případ. Na základě validace popsané v této kapitole bude provedena CFD analýza vlivu konceptů na tepelný komfort.



# 13

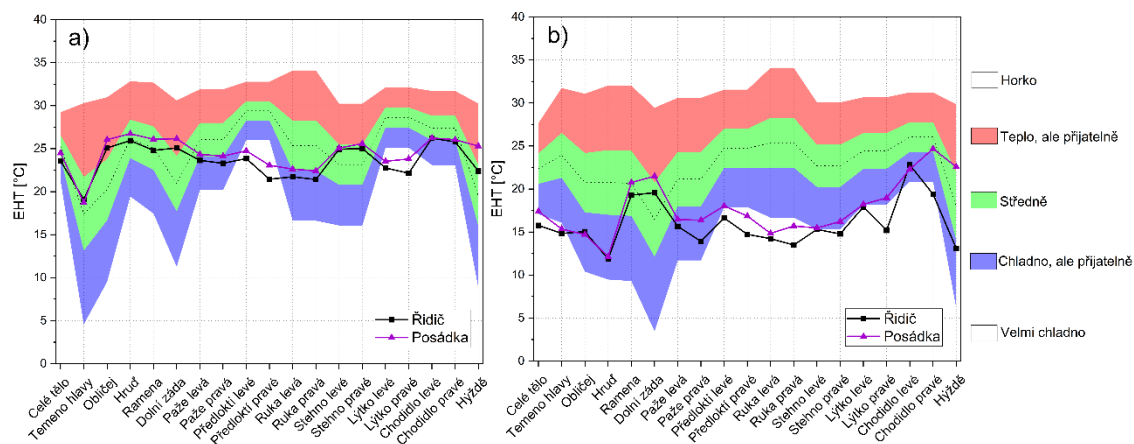
## CFD ANALÝZA VLIVU KONCEPTŮ VĚTRÁNÍ NA TEPELNÝ KOMFORT

Numerická studie vlivů jednotlivých konceptů větrání na tepelný komfort byla provedena pro konstantní průtok do domény o hodnotě  $0,119 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  pro letní případ a  $0,132 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$  pro zimní případ. Hodnoty průtoků pro jednotlivá roční období mají původ v publikaci [196]. Tyto hodnoty vycházejí z reálného měření průtoku v kabině automobilu Škoda Octavia Combi pro automatický režim, přičemž tato hodnota hmotnostního toku byla zvětšena v poměru objemů jednotlivých kabin. Poměr kabiny makety použité v této dizertační práci a automobilu Škoda Octavia Combi je 2,1.

### 13.1 Vliv posádky

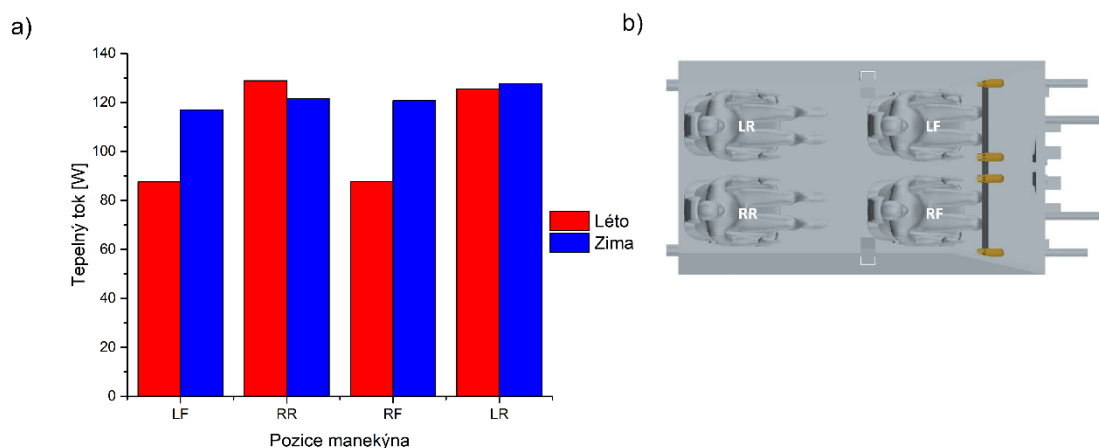
Důležitým aspektem pro určení tepelného komfortu tepelného manekýna umístěného na místě řidiče je počet cestujících, neboť případná přítomnost dalších cestujících zásadním způsobem ovlivňuje proudové pole v interiéru kabiny vozidla, což má dopad na tepelný komfort.

Z toho důvodu byly provedeny CFD studie tepelného komfortu řidiče automobilu v závislosti na počtu cestujících. Celkem byly zkoumány dva případy geometrie, kdy v prvním případě bylo obsazeno pouze sedadlo řidiče. V druhém případě byla obsazena všechna čtyři sedadla virtuálními manekýny. Obě kombinace byly řešeny jak pro letní, tak pro zimní případ. Průběh EHT v DKZ je uveden na obr. 13.1. Hodnoty EHT jsou vyšší pro geometrickou variantu s celou posádkou, což je způsobeno právě přítomností jednotlivých tepelných manekýnů. Povrchová teplota těchto figurín je konstantní ( $34 \text{ }^\circ\text{C}$ ) a je vyšší, než je teplota vzduchu v interiéru kabiny. Vlivem výše uvedeného dochází k přenosu tepla z povrchu manekýna do okolí, tj. manekýn je zdrojem tepla vlivem čehož dochází ke zvýšení teploty v interiéru kabiny.



Obr. 13.1 Vliv ostatních cestujících na tepelný komfort řidiče a) letní případ, b) zimní případ

Tepelný výkon jednotlivých manekýnů v závislosti na okolních podmínkách je na obr. 13.2 a). Jelikož vliv ostatních pasažérů na tepelný komfort řidiče je nezanedbatelný, pro CFD studii jednotlivých konceptů větrání byla zvolena varianta obsahující čtyři pasažéry včetně řidiče.



Obr. 13.2 a) Tepelný výkon jednotlivých manekýnů b) označení manekýnů (LF – left front, ostatní analogicky)

## 13.2 Definice modelových scénářů

CFD analýza vlivu jednotlivých systémů větrání na tepelný komfort řidiče byla provedena pro letní i zimní případ, pro dvě modifikace rozložení interiéru a pro výše popsané tři koncepty větrání. Klasický interiér byl již zobrazen např. na obr. 13.2 b. Flexibilní uspořádání interiéru je zobrazeno na obr. 13.3. Kabina automobilu je vždy plně obsazena, a to z důvodů uvedených v kapitole 13.1.



Obr. 13.3 Flexibilní interiér

### **Letní podmínky**

Letními podmínkami se rozumí teplota vzduchu  $30\text{ °C}$ , solární zatížení  $800\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ , přičemž rozdělení přímého a difuzního záření bylo stejně jako u validačních simulací  $750$  a  $50\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ . Elevační úhel byl nastaven na hodnotu  $90^\circ$ .

### **Zimní podmínky**

Zimní podmínky jsou definovány teplotou okolí  $-20\text{ °C}$ , bez solárního zatížení.

Přehled jednotlivých kombinací modelovaných scénářů je uveden v tab. 13.1.

Tab. 13.1 Matice modelovaných scénářů

Období	Uspořádání	Počet manekýnů	Větrání	Pracovní označení
Léto	Klasický	Plně obsazeno (4 manekýni)	MV	S_Normal_MV
			CV	S_Normal_CV
			FV	S_Normal_FV
	Flexibilní		MV	S_Flexi_MV
			CV	S_Flexi_CV
			FV	S_Flexi_FV
Zima	Klasický		MV	W_Normal_MV
			CV	W_Normal_CV
			FV	W_Normal_FV
	Flexibilní		MV	W_Flexi_MV
			CV	W_Flexi_CV
			FV	W_Flexi_FV

## 13.3 Nastavení CFD

### 13.3.1 Fyzika

Nastavení fyziky bylo shodné s validačními simulacemi, neboť správná funkčnost použitých fyzikálních modelů byla procesem validace úspěšně ověřena. Použité fyzikální modely byly již popsány v kapitole 12.2.1, přesto je zde uveden ucelený přehled všech použitých fyzikálních modelů:

- Two-Layer All y+ Wall Treatment
- Linear Pressure Strain Two-Layer
- Reynolds Stress Turbulence
- Solar Loads
- Multiband Thermal Radiation
- View Factors Calculator
- Surface-to-Surface Radiation
- Radiation
- Coupled Energy
- Gradients
- Coupled Flow
- Passive Scalar
- Gravity
- Solution Interpolation
- Wall distance
- Steady
- RANS
- Turbulent
- Ideal Gas
- Gas
- Three Dimensional

CFD řešení bylo v průběhu výpočtu inicializováno, výpočet lze rozdělit do tří kroků:

- Inicializace segregovaným řešičem s modelem turbulence Realizable  $k-\epsilon$  v rozmezí iterací 0–2000
- Inicializace sdruženým řešičem s modelem turbulence Realizable  $k-\epsilon$  v rozmezí iterací 2000–3000
- Samotný výpočet sdruženým řešičem s modelem turbulence RST v rozmezí iterací 3000–6000
- Průměrování sledovaných fyzikálních veličin bylo nastaveno od dosažení hodnoty 4000 iterací.

Doposud měl manekýn oblečen vždy přechodný oděv, který je uvažovaný i pro zimní případ analýzy vlivu jednotlivých konceptů na tepelný komfort. V letních podmínkách byl manekýn virtuálně oblečen do letního oděvu (obr. 13.4). Tento oděv se skládá z trička, trenek, kraťasů, ponožek a sandálů. Součinitelé přestupu tepla pro oba typy oděvů byly určeny na základě experimentálních dat K. Hrubanové [194]. Přehled okrajových podmínek pro části makety jsou uvedeny v tab. b. 2. Okrajové podmínky pro jednotlivé části manekýna shrnuje tab. b. 3.



Obr. 13.4 Tepelný manekýn v letním oděvu [205]

Vzduchovody jsou nastaveny jako OP stěna s adiabatickou teplotní specifikací. Vnitřní emisivita pro obě spektra elektromagnetického záření je nastavena na hodnotu 0,9. Čelní plochy vzduchovodů jsou nastaveny jako rychlostní okrajová podmínka s uniformním

rychlostním profilem. Přehled okrajových rychlostních podmínek pro jednotlivé varianty větrání jsou uvedeny pro letní období v tab. 13.2 a pro zimní případ v

tab. 13.3. Počáteční hodnota intenzity turbulence byla nastavena na hodnotu 20 %.

Tab. 13.2 Nastavení okrajových podmínek pro HVAC – letní případ

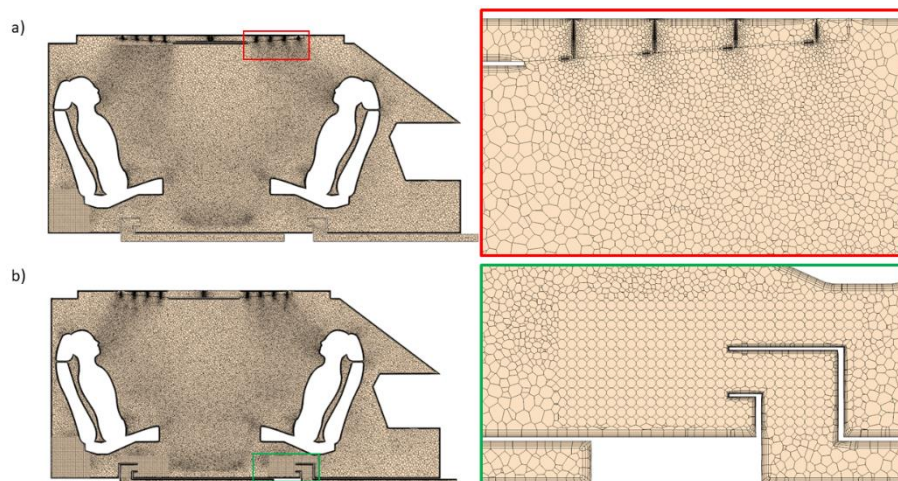
Větrání	Označení	Hmotnostní tok [kg·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost [m·s <sup>-1</sup> ]	Teplota [°C]
MV	D1	0,0221	4,665	12,5
	D2	0,0227	4,790	13,0
	D3	0,0244	5,142	11,5
	D4	0,0225	4,740	11,5
	Def1	0,0093	1,956	18,8
	Def2	0,0179	3,787	18,8
CV	C1	0,0594	8,076	13,6
	C2			
FV	F1–F4	0,0297	4,038	13,6

Tab. 13.3 Nastavení okrajových podmínek pro HVAC – zimní případ

Větrání	Označení	Hmotnostní tok [kg·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost [m·s <sup>-1</sup> ]	Teplota [°C]
MV	D1	0,0251	5,939	43,0
	D2	0,0271	6,413	43,1
	D3	0,0055	1,291	42,6
	D4	0,0080	1,894	42,6
	D5	0,0167	3,959	51,9
	D6	0,0129	3,056	56,6
	Def1	0,0149	3,529	53,0
	Def2	0,0213	5,035	53,0
CV	C1	0,0658	10,020	47,9
	C2			
FV	F1–F4	0,0329	5,010	47,9

### 13.3.2 Síť

Výpočetní síť je shodná s výpočetní sítí popsanou v kapitole 12.2.2. Každá z jednotlivých variant větrání má odlišné lokální zjemnění sítě, a to v blízkosti aktivních vyústek, z toho důvodu se velikosti jednotlivých sítí liší v rozmezí od 6,8 do 8,2 mil. buněk. Výpočetní síť pro koncept MV byla již popsána ve výše uvedené kapitole a byly zde ukázány detaily objemové sítě. Detaily lokálního zjemnění pro varianty větrání CV a FV jsou zobrazeny na obr. 13.5.



Obr. 13.5 Objemová síť středem sedadel na straně řidiče a) koncept větrání CV s vyznačeným detailem sítě b) koncept větrání FV s vyznačeným detailem sítě

## 13.4 Výsledky CFD analýzy

### 13.4.1 Léto, klasické uspořádání interiéru

Výsledky CFD analýzy pro klasické uspořádání interiéru, letní podmínky jsou uvedeny pro všechny tři koncepty větrání na obr. 13.6. Následující text popisuje dosažené výsledky pro jednotlivé způsoby větrání. DKZ s průběhem EHT jsou doplněny o skalární pole rychlosti, DR a teploty, které jsou umístěny pro všechny varianty v příloze C.

#### **MV**

Tepelný pocit celého těla je „Středně“, stejně jako u segmentů temeno hlavy, hrud', ramena, paže, levá ruka, levé stehno a chodidla. Části obličej, dolní záda, pravé stehno a hýždě

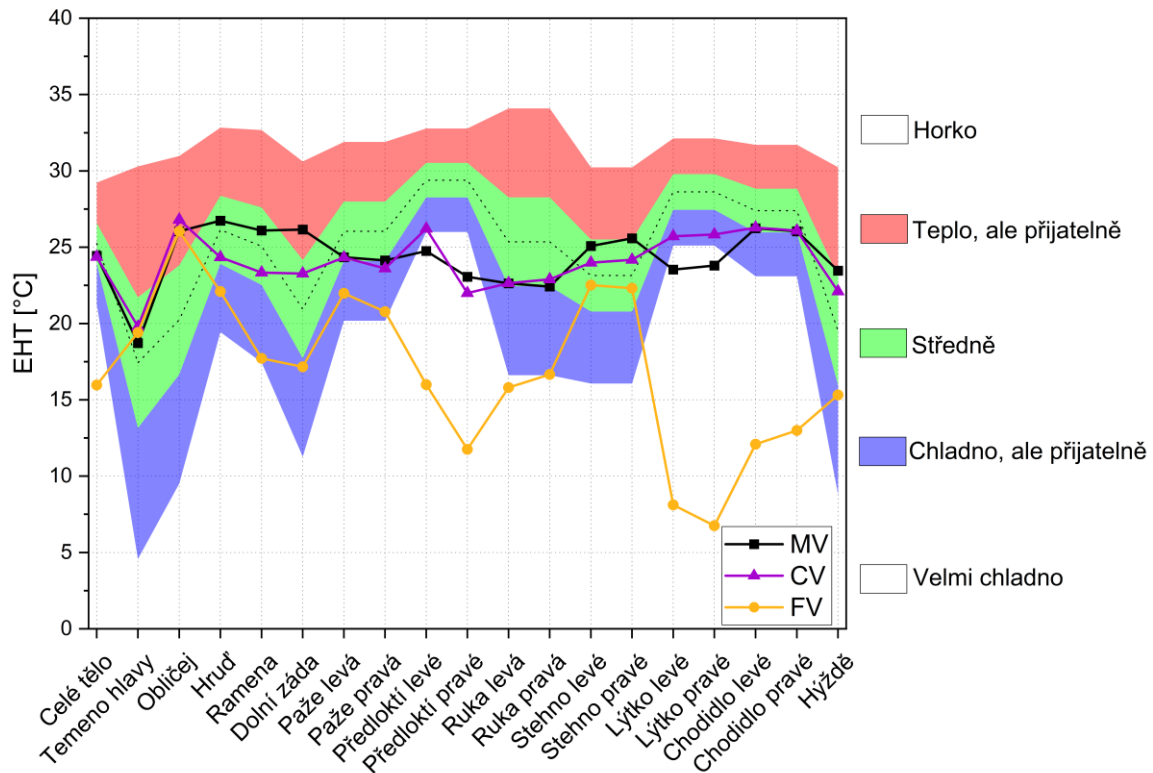
se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“. Segment pravé ruky se nachází v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Zbylé části, mezi které patří předloktí a lýtka, spadají do oblasti „Velmi chladno“. Obě tyto části jsou odhalené, tudíž jsou citlivé na okolní podmínky. Předloktí jsou v přímé interakci s přiváděným vzduchem o nízké teplotě, proto se nacházejí v oblasti „Velmi chladno“. Zatímco část lýtek je ovlivněna reverzními proudy ze zadní části kabiny o relativně nízké teplotě okolo 24 °C, jak lze vidět na obr. c. 1.

## **CV**

Celé tělo se nachází stejně jako v předchozím případě v oblasti „Středně“, a to spolu s částmi temeno hlavy, hrud', ramena, dolní záda, levá paže, ruce, stehna, chodidla a hýždě. Obličej se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“, přiváděný proud stropní vyústkou přímo nezasahuje obličej, proud má velkou setrvačnost a projevuje se tendence přilnutí k čelnímu sklu. Pravá paže, levé předloktí a lýtka se nachází v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Pouze část pravého předloktí spadá do zóny „Velmi chladno“.

## **FV**

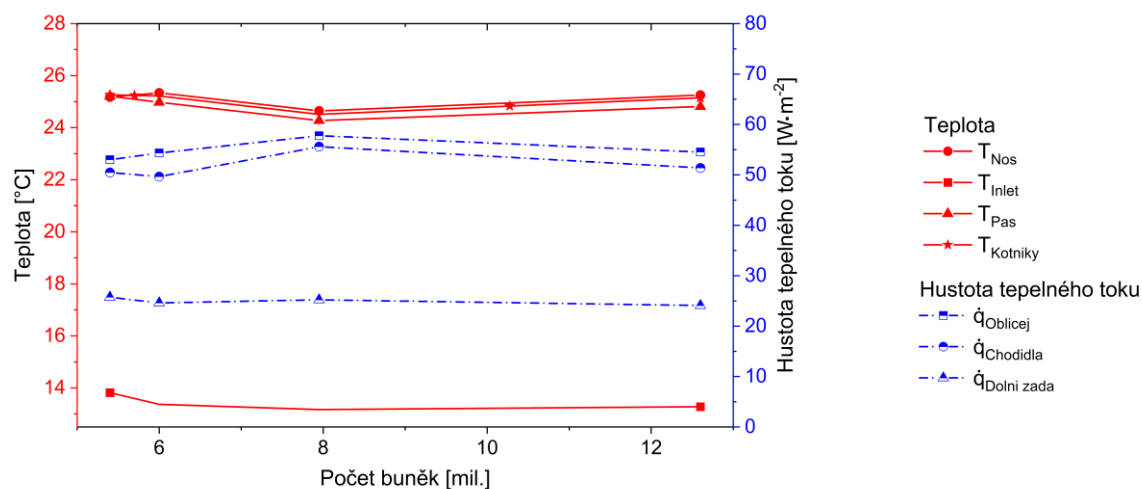
Na první pohled je patrné, že tento způsob není zcela vhodný pro větrání klasického interiéru v letních podmínkách. Celkový tepelný pocit je u tohoto typu větrání „Velmi chladno“. Chladný vzduch je přiváděn malými výstupními vyústkami, což má za následek vysokou výstupní rychlost. Vyústky se navíc nachází v bezprostřední blízkosti lýtek, které jsou odhalené, tedy náchylné na obtěžování průvanem. Celá spodní část manekýna, tj. chodidla, a lýtka se z výše uvedeného důvodu nacházejí v oblasti „Velmi chladno“. Přiváděný studený vzduch o velké hybnosti (dochází ke spojení proudů z přední a zadní vyústky) se odráží od dělicí stěny motoru a stoupá vertikálně nahoru, v důsledku čehož se část předloktí a levá ruka nacházejí taktéž v oblasti „Velmi chladno“. Skalární pole pro tuto variantu jsou uvedena na obr. c. 3. Střední tepelný pocit je pouze u částí temeno hlavy a stehna. Hrud', ramena, dolní záda, paže, pravá ruka a hýždě spadají do zóny „Chladno, ale přijatelně“. Obličej je jediná část manekýna vykazující pocit tepla, konkrétně se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“. To je dáno nízkou rychlostí proudění v blízkosti obličeje v kombinaci s vyšší teplotou vzduchu, než je v dolní a střední části těla. Teplotní stratifikace je zde patrná.



Obr. 13.6 Letní případ, klasické uspořádání interiéru

## GIT

Test nezávislosti sítě byl proveden i pro analýzu vlivu konceptů větrání na tepelný komfort, a to konkrétně pro letní případ, s klasickým interiérem a konceptem směšovacího větrání, dle značení zavedeného v tab. 13.1 lze tuto variantu označit S\_Normal\_MV. Sledovanými veličinami bylo stejně jako v předchozí kapitole teplota a hustota tepelného toku, a to v charakteristických výškách sedící osoby. Postup vyhodnocení GIT je tedy zcela konzistentní s předcházející kapitolou. GIT je uveden na obr. 13.7. Teplota v charakteristických výškách mírně roste s rostoucím počtem buněk výpočetní sítě, nicméně jde o nárůst do 5 %. Naopak hustota tepelného toku u částí chodidel a obličejů mírně klesá, konkrétně se jedná o pokles do 6 %. Lze tedy říci, že dosažené výsledky na zvolené výpočetní síti o velikosti základní buňky 0,035 m jsou pro tento typ větrání nezávislé na výpočetní síti. Lze předpokládat, že tato síť je dostatečná i pro ostatní koncepty větrání, neboť se liší pouze v umístění lokálního zjemnění.



Obr. 13.7 GIT pro letní podmínky, klasický interiér, koncept větrání MV (S\_Normal\_MV)

### 13.4.2 Zima, klasické uspořádání interiéru

Diagram komfortních zón s průběhem EHT pro jednotlivé koncepty větrání pro zimní podmínky a klasické uspořádání interiéru jsou zobrazeny na obr. 13.8.

#### MV

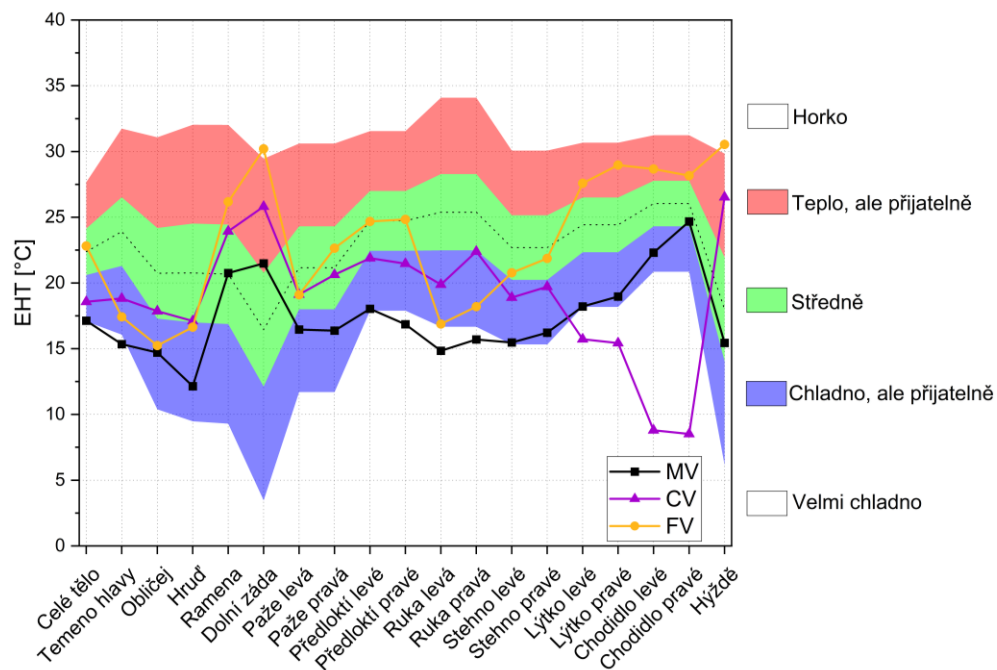
Celkový tepelný pocit je „Chladno, ale přijatelně“ stejně jako pro části obličeje, hrud', paže, levé předloktí, stehna, lýtka, levé chodidlo. Na částech temeno hlavy, pravé předloktí a ruce je tepelný pocit „Velmi chladno“. Ramena, pravé chodidlo a hýždě spadají do zóny „Středně“. Zbývající segment dolních zad se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“.

#### CV

Celkový tepelný pocit je „Chladno, ale přijatelně“. Části temeno hlavy, předloktí, ruce a stehna také spadají, stejně jako celé tělo, do oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Distální část dolních končetin, tj. lýtka a chodidla, spadají do oblasti „Velmi chladno“, jelikož distribuce teplého vzduchu do dolní části makety je nedostačující. Hrud', ramena a paže se nachází v zóně „Středně“. Hýždě a dolní záda se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“.

## FV

U tohoto typu větrání se celé tělo nachází v optimální oblasti tepelného pocitu, tj. „Středně“. Nicméně rozložení tepelného pocitu je zde rozmanitější než u předchozích konceptů větrání. V oblasti „Středně“ se dále nachází části paže, ruce a stehna. Distální část dolních končetin, tj. lýtka a chodidla se spolu s dolními zády nachází v oblasti „Teplø, ale přijatelně“. Hýždě a dolní záda se nachází v zóně „Horko“. Naopak mírný pocit chladu, tj. „Chladno, ale přijatelně“, budou pociťovat části temeno hlavy, obličeje, hrud' a ruce.



Obr. 13.8 Zimní případ, klasické uspořádání interiéru

### 13.4.3 Léto, flexibilní uspořádání interiéru

Průběh EHT u flexibilního interiéru pro jednotlivé koncepty větrání je na obr. 13.9.

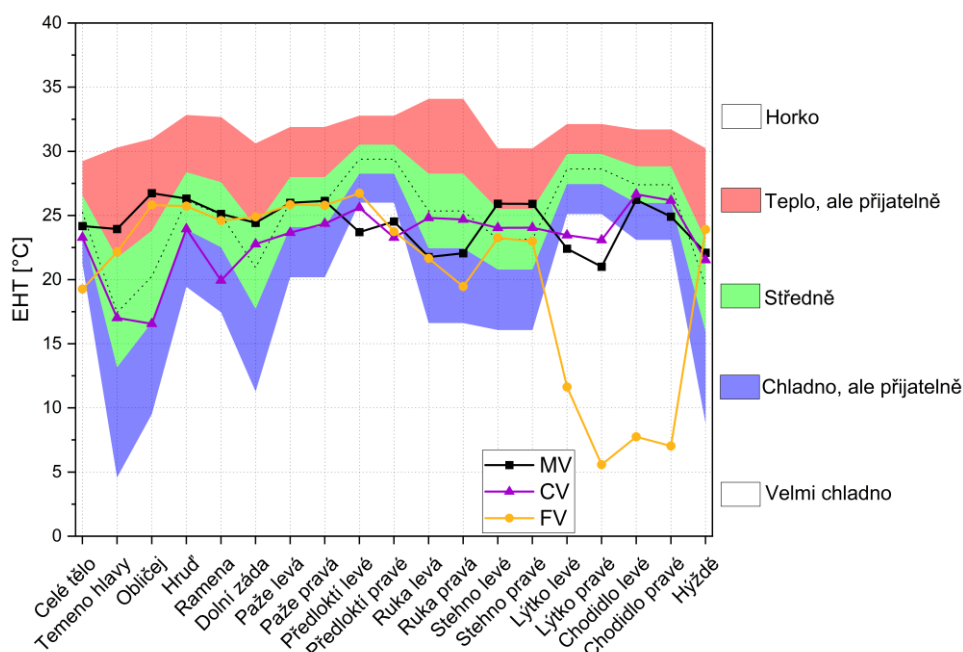
#### MV

Směšovací větrání je založeno na přímé interakci priváděného vzduchu z vyústek na palubní desce s jednotlivými částmi lidského těla. U flexibilního interiéru je přímá interakce do vysoké míry znemožněna právě otočením sedaček proti směru jízdy. Přesto tepelný pocit celého těla u této varianty je v oblasti „Středně“, stejně jako části hrud', ramena, paže, levé chodidlo a hýždě. V oblasti „Horko“ se nenachází žádná část, v oblasti „Teplø,

ale přijatelné“ jsou části temeno hlavy, obličej, dolní záda a stehna. Zejména prvně jmenované segmenty by byly u klasického interiéru chlazeny dostatečně přímou interakcí s přiváděným vzduchem. Mírný pocit chladu, tj. oblast „Chladno, ale přijatelné“ obsahuje obě ruce a pravé chodidlo. Zbylé části těla jsou chlazeny příliš, jde o obě předloktí a lýtka, tyto části se nachází v oblasti „Velmi chladno“.

## CV

U tohoto typu větrání se tepelný pocit celého těla nachází v oblasti „Chladno, ale přijatelné“, a to spolu se segmenty ramen, obličej a levé paže. Přílišné ochlazování je patrné u částí předloktí a lýtek, které se nacházejí v oblasti „Velmi chladno“. Neutrální pocit, tj. oblast „Středně“, zahrnuje segmenty temeno hlavy, hrud', dolní záda, pravá paže, ruce, stehna, chodidla a hýždě. Ochlazování je efektivní, neboť žádná část se nenachází v oblasti „Tepló, ale přijatelné“ ani „Horko“.



Obr. 13.9 Letní případ, flexibilní interiér

## FV

Větrání podlahovými vyústkami se ukazuje v letních podmínkách jako ne zcela optimální, a to zejména kvůli přílišnému ochlazování neoblečených částí obou lýtek a chodidel, které se nacházejí hluboko v oblasti „Velmi chladno“. Do této oblasti spadá i pravé předloktí. U flexibilního interiéru dochází spolu s otočením předních sedadel i k otočení předních vyústek, což má za následek impakt obou chladných proudů v oblasti nohou všech cestujících. To je hlavní důvod, že tepelný pocit celého těla je „Velmi chladno“. V zóně

„Chladno, ale přijatelně“ se nachází části levé předloktí a ruce. Hrud', ramena paže a stehna náleží do oblasti „Středně“. Temeno hlavy, obličej, dolní záda, a hýždě se nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“.

#### 13.4.4 Zima, flexibilní uspořádání interiéru

EHT v kombinaci s DKZ pro zimní případ flexibilního interiéru je zobrazena na obr. 13.10.

##### **MV**

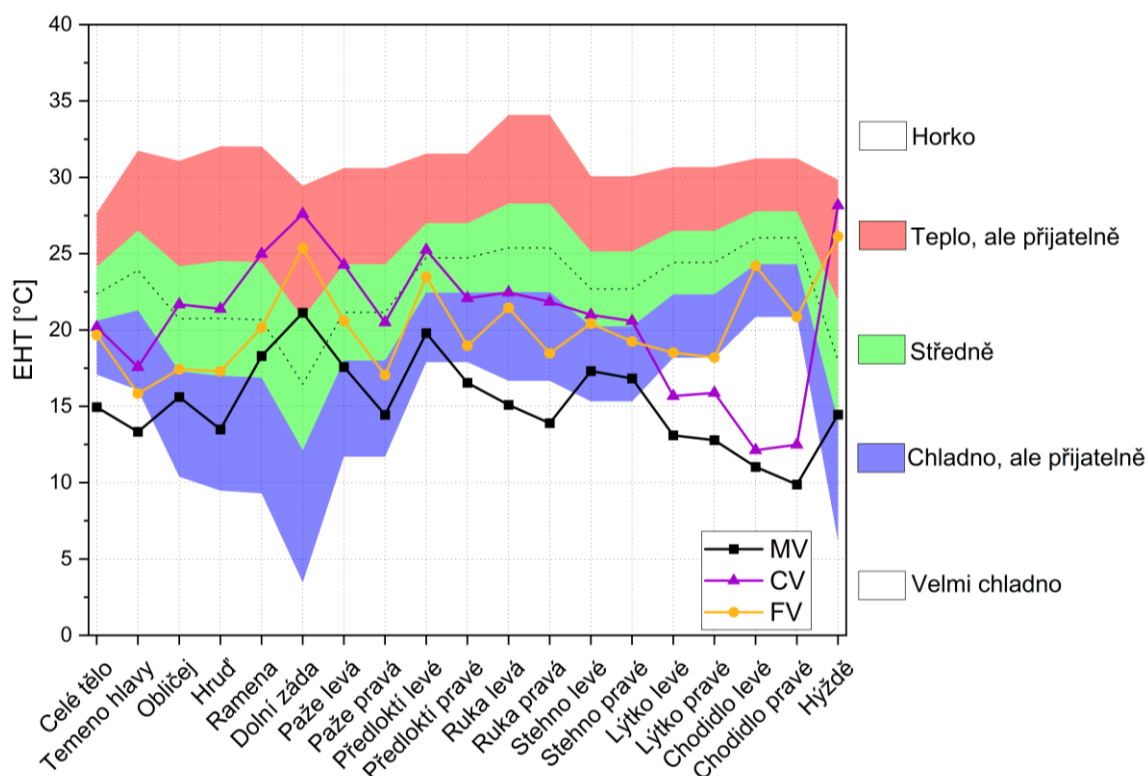
Nevýhody větrání vyústkami na palubní desce pro flexibilní interiér se ukazují naplno u zimního případu. Celé tělo, obdobně jako temeno hlavy, pravé předloktí, ruce, lýtka a chodidla se nacházejí v oblasti „Velmi chladno“. Segmenty obličej, hrud', paže, levé předloktí a stehna se nacházejí v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Ramena a hýždě jsou v tepelně neutrální oblasti. Dolní záda se poté nachází v oblasti „Teplo, ale přijatelně“.

##### **CV**

Celkový tepelný pocit je „Chladno, ale přijatelně“. Tento pocit je také u temene hlavy, pravého předloktí a rukou. Pocit chladu, tj. „Velmi chladno“, by byl pociťován v distální části dolních končetin. Obličej, hrud', paže, levé předloktí a stehna se nacházejí v oblasti „Středně“. „Teplo, ale přijatelně“ by bylo pociťováno na ramenou, dolních zádech a hýždích.

##### **FV**

Celkový tepelný pocit je „Chladno, ale přijatelně“. Obdobný pocit je na částech pravá paže, pravé předloktí, ruce, pravé stehno, lýtka a chodidla. Temeno hlavy se jako jediná část nachází v oblasti „Velmi chladno“. V tepelně neutrální oblasti se nachází obličej, hrud', ramena, levá paže, levé předloktí a levé stehno. Dolní záda a hýždě spadají do zóny „Teplo, ale přijatelně“.



Obr. 13.10 Zimní případ, flexibilní interiér

## 13.5 Diskuze k CFD analýze tepelného komfortu

### 13.5.1 Léto, klasické uspořádání interiéru

Dle umístění EHT jednotlivých segmentů tepelného manekýna v DKZ lze konstatovat, že nejvhodnějším způsobem větrání pro letní podmínky s klasickým uspořádáním interiéru je CV (před MV a FV). K cirkulaci vzduchu u konceptu větrání CV v letních podmínkách, kdy je do kabiny přiváděn studenější vzduch, napomáhají gravitační síly. Vertikální skalární pole středem kabiny a středem sedadla řidiče ukazují velkou míru promísení vzduchu v kabině u varianty CV (obr. c. 2). Naopak u varianty FV, kdy vzduch je přiváděn v blízkosti podlahy, přirozené gravitační síly mají směr vnější normály, tj. gravitační síly působí proti přirozenému stoupání vzduchu vlivem vztlakových sil. U varianty MV je promíchání vzduchu relativně vysoké, vertikální teplotní stratifikace zde není patrná (obr. c. 1). Teplotní skalární pole ukazují, že více je ochlazována zadní část

kabiny, a to vlivem velké hybnosti přiváděných proudů, které je umocněné spojením obou středových proudů. Proudů na úrovni podélné osy makety se odráží od zadní stěny. Reverzní proudy poté cirkulují v kabině na úrovni podlahy, což se odráží na tepelném pocitu lýtek, nacházejících se v oblasti „Velmi chladno“, přestože nožní vyústky jsou neaktivní.

### 13.5.2 Zima, klasické uspořádání interiéru

V zimních podmínkách v kombinaci s klasickým uspořádáním interiéru si nejlépe vedl koncept větrání FV, který jako jediný zajistil predikci středního tepelného pocitu pro část celého těla. Všechny části těla jsou dostatečně ohřívány přivádějícím vzduchem, což má za následek, že se žádný segment nenachází v oblasti „Velmi chladno“. Naopak v oblasti „Horko“ se nacházejí dolní záda a hýždě. Obě části jsou ovlivněny přiváděným teplým vzduchem, navíc v mezeře mezi zády a zádovou opěrkou je nezanedbatelné proudění, pravděpodobně se jedná o tzv. thermal plume. Výsledná teplotní pole na obr. c. 6 ukazují výraznou oblast teplého vzduchu v oblasti u podlahy, která naráží do dělicí stěny motoru a poté stoupá vertikálně podél palubní desky. Teplotní pole se ve zbývající části kabiny jeví jako homogenní s výjimkou prostoru čelního skla a prostoru za zadními sedadly, kde je nižší teplota.

Koncept CV predikuje nedostatečnou distribuci teplého vzduchu do dolní části kabiny v blízkosti dolních končetin, neboť se tato část nachází hluboko v oblasti „Velmi chladno“. Vztahové síly působí proti směru vektoru rychlosti přiváděného vzduchu. Vertikální teplotní stratifikace je patrná z obr. c. 5. V dolní části kabiny je vzduch o relativně nízké teplotě, okolo 16 °C. Distální část dolních končetin je v důsledku nízké teploty v této oblasti hluboko v zóně „Velmi chladno“.

MV predikuje horší tepelný pocit v porovnání s ostatními koncepty větrání. Přibližně 20 % z celkového hmotnostního toku je distribuováno nožními vyústkami, což má za následek dosažení přijatelného tepelného pocitu pro dolní končetiny. Nicméně zejména část horních končetin a temene hlavy se nachází v oblasti „Velmi chladno“, což může být způsobeno přidáním preference na nohy, čímž dojde ke zmenšení hmotnostního toku vyústkami na palubní desce.

### 13.5.3 Léto, flexibilní uspořádání interiéru

Stejně jako u klasického uspořádání interiéru, v letních podmínkách nejlepší tepelné podmínky pro řidiče poskytl koncept větrání CV. Všechny části jsou dostatečně ochlazovány, žádné segmenty se nenachází v oblastech „Horko“ či „Tepló, ale přijatelné“.

Většina částí (11) z celkového počtu (19) segmentů se nachází ve „Střední oblasti“. K výraznějšímu přenosu tepla dochází na částech předloktí a lýtek, nacházejících se v zóně „Chladno, ale přijatelně“, tyto části jsou zasažené cirkulačními proudy. Rozložení teplot a rychlostí v rovině jdoucí středem sedadla (obr. c. 8) řidiče naznačují, že dva separátní proudy ze stropní vyústky přilnou k zadní stěně, resp. k čelnímu sklu. Ke spojení těchto proudů došlo ve výšce podlahy na úrovni nohou. Střed kabiny proto vykazuje oproti krajním oblastem vyšší teplotu. Oblast předloktí je zasažena proudem vzduchu o rychlosti větší než  $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , což v kombinaci s nulovým tepelným odporem oděvu způsobuje pocit chladu. Teplota proudu vzduchu v blízkosti předloktí řidiče má teplotu okolo  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Přestože u systému větrání MV celé tělo spadá do oblasti „Středně“, jsou zde segmenty, zejména obličej a temeno hlavy spolu se stehny, kde je vliv ochlazování malý, části se nachází v oblasti „Tepló, ale přijatelně“. Zejména temeno hlavy a obličej se nachází v úplavu, který je způsoben impaktem proudu do zádové a hlavové opěrky vlivem otočení sedadla proti směru jízdy. Naopak lýtka a předloktí se nacházejí v oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Část lýtek i předloktí je zasažena vracejícím se zpětným proudem od zadní stěny automobilu (obr. c. 7).

Koncept větrání FV není vhodný pro letní podmínky vlivem přímé interakce přiváděného studeného vzduchu v blízkosti odhalených lýtek. Ačkoliv průběh EHT pro ostatní segmenty tepelného manekýna vypadá více než slibně, distální část dolních končetin se kompletně nachází hluboko v zóně „Velmi chladno“. Převážně kvůli těmto částem a částí pravého předloktí se celkový tepelný pocit nachází v oblasti „Velmi chladno“.

#### 13.5.4 Zima, flexibilní uspořádání interiéru

Nejvhodnější variantou větrání s ohledem na tepelný komfort pro zimní podmínky v kombinaci s flexibilním interiérem se jeví koncept FV. Celé tělo spadá do oblasti „Chladno, ale přijatelně“. Jediná část v oblasti výrazného tepelného diskomfortu je temeno hlavy. Teplotní a rychlostní pole ukazují dobré mísení vzduchu, viz obr. c. 12. Výrazný impakt přiváděných proudů uprostřed kabiny je doprovázen následným vertikálním stoupavým proudem. Místa pod palubní deskou u dělicí stěny motoru vykazují výrazně nižší teplotu. Teplý přiváděný vzduch do těchto míst neproudí, nicméně s ohledem na flexibilní interiér se zde nenachází žádný segment tepelného manekýna. Sekundární stoupavý proud se vyvíjí pod předním sedadlem a po přilnutí k zadní zádové opěrce stoupá vertikálně vzhůru.

Výrazná teplotní stratifikace je k vidění u systému CV, viz obr. c. 11. Přiváděný proud vzduchu má opačný směr, než působí vzlakové/gravitační síly, z toho důvodu přiváděný

proud vzduchu nemá takový dosah. Hlavní oblast šíření proudu je do zadní části kabiny a k čelnímu sklu. Proto zejména distální část dolních končetin se nachází v oblasti „Velmi chladno“.

U systému MV se celé tělo nachází v oblasti „Velmi chladno“. To je dáno nedostatečnou distribucí přiváděného vzduchu do oblasti nohou, ačkoliv nožní vyústky jsou aktivní, v důsledku flexibilního interiéru jejich dosah není do oblasti nohou manekýna. Osa těla manekýna je opět v úplavu, v důsledku interakce proudu se sedačkou. Přesto je vzduch v horní polovině těla výrazně teplejší než v polovině spodní, a to z důvodu reverzních proudů (obr. c. 10). Ruce, které nemají přídatný tepelný odpor oděvu, se proto také nacházejí v oblasti „Velmi chladno“, stejně jako pravé předloktí.



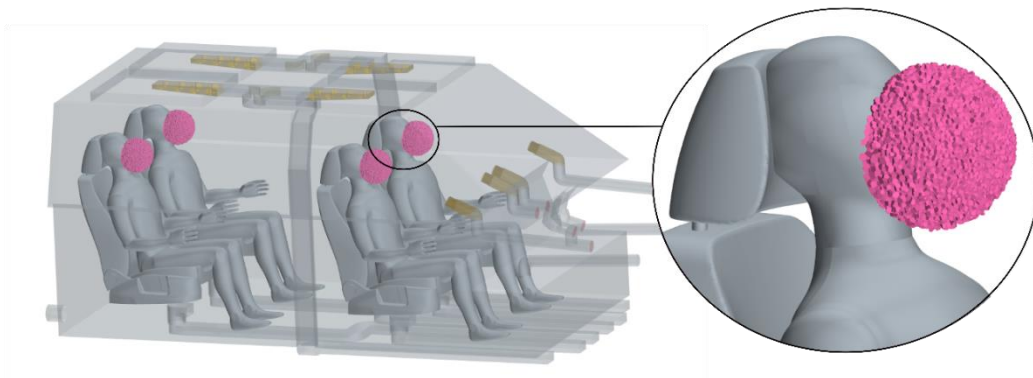
# 14

## HODNOCENÍ KVALITY VNITŘNÍHO VZDUCHU V KABINĚ AUTOMOBILU

V první fázi tvorby dizertační práce měla být problematika kvality vnitřního vzduchu řešena pomocí dvoufázového proudění za využití metody Euler – Euler či Euler – Lagrange. S ohledem na velikost výpočetní domény a s tím souvisejícími výpočetními nároky a velkým rozsahem zpracování tepelného komfortu a analýzy proudového pole za vyústkou bylo od tohoto záměru upuštěno. Pro naplnění cílů dizertační práce v problematice IAQ byl zvolen ukazatel AoA.

### 14.1 CFD studie

AoA byl vyhodnocen v dechové oblasti každého manekýna. Prostor, kde byl vyhodnocován AoA, je definován jako koule o průměru 100 mm se středem na horním rtu. Ukázka oblastí pro vyhodnocení AoA je na obr. 14.1. Po odečtení negativního objemu je celkový objem této oblasti  $1,7 \text{ dm}^3$  a nachází se v bezprostřední blízkosti vstupu do dýchacího ústrojí a části úst, které mohou být také využity pro proces dýchání. AoA je pro každou variantu stanovena jako průměrná objemová hodnota, a to pro všechny 4 manekýny.



Obr. 14.1 Oblast vyhodnocení AoA

### 14.1.1 Letní podmínky, klasický interiér

Číselné hodnoty AoA pro letní případ s klasickým uspořádáním interiéru jsou uvedeny v tab. 14.1. Skalární pole AoA ve vertikální rovině středem sedadla řidiče a horizontální rovině ve výšce nosu, pro lepší demonstraci dosažených výsledků, jsou uvedeny na obr. 14.2. Z výsledků jsou patrné oblasti, kde dochází k velice rychlé výměně vzduchu, a naopak místa, kde výměna původního vzduchu za čerstvý vzduch trvá déle.

Tab. 14.1 AoA pro letní případ, klasické uspořádání interiéru, výsledky v sekundách

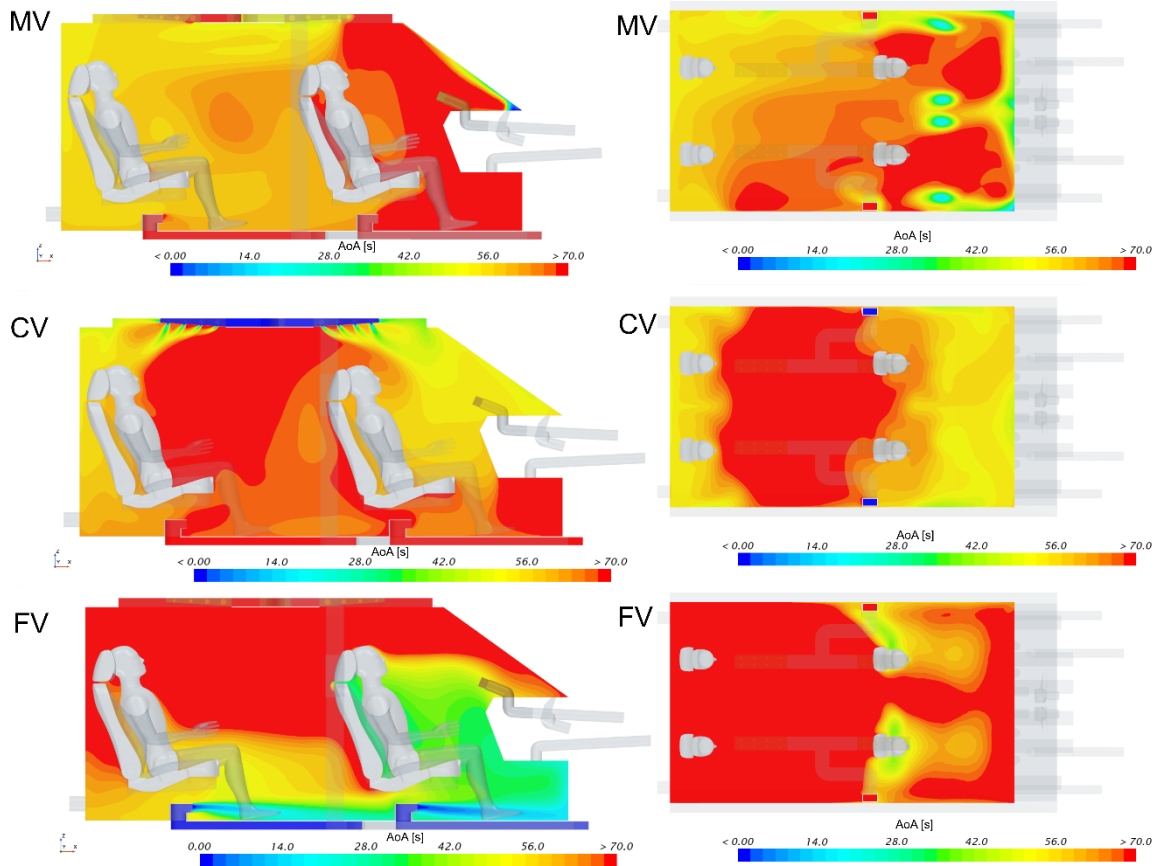
Popis	MV	CV	FV
LF	66,6	64,2	49,1
LR	56,9	65,8	71,3
RF	71,2	61,2	46,9
RR	60,8	70,5	74,2
Průměr	63,9	65,4	60,4

Srovnáme-li hodnoty AoA pro jednotlivé koncepty větrání, je patrné, že nejrychlejší výměna vzduchu v dechové oblasti řidiče je u systému FV. Hodnota AoA u řidiče je 49,1 s. Průměrná doba výměny vzduchu pro jednotlivé dechové oblasti je 60,4 s. Výše zmíněná skalární pole, mimo jiné i ta rychlostní, ukazují na spojení obou proudů přiváděných z vyústek na levé straně. Proud o vysoké hybnosti naráží do dělicí stěny pod palubní deskou a dále stoupá podél palubní desky, a to až k dechové oblasti řidiče. Situace je podobná na pravém předním sedadle, viz AoA rovina ve výšce nosu. Naopak na zadních sedadlech je situace s ohledem na index AoA nejvyšší ze všech scénářů. Vzduch je přiváděn primárně do přední části makety a zadní část je větraná nedostatečně.

U systému větrání CV, ačkoli na základě jeho umístění se daly očekávat příznivé výsledky AoA, v porovnání s FV systémem si vedl zejména pro přední část hůře. Koncept větrání CV poskytuje o 15 s pomalejší výměnu vzduchu v dechové oblasti řidiče než FV. V průměru všech sledovaných oblastí je AoA vyšší o 5 s u konceptu větrání CV. Přiváděný proud ze stropní vyústky nejde primárně na horní část manekýnů umístěných na předních sedadlech, ale v důsledku setrvačných sil dochází k přímočarému pohybu vzduchu do prostoru čelního skla. AoA pro zadní sedadla je v porovnání se sedadly předními vyšší. Střední část makety má velmi vysoké hodnoty indexu AoA, a to více než 70 s.

MV systém větrání je zásadním způsobem závislý na směřování proudu pomocí lamel umístěných ve vyústce. Nastavení lamel v CFD modelu odpovídalo pozici vertikálních lamel „Střed“. Pro tuto variantu, kdy přiváděný proud není v přímé interakci s obličejem manekýnů na předních sedadlech, lze pozorovat vyšší hodnoty AoA v celé přední oblasti.

Strana řidiče má nižší hodnotu AoA, což je dáno nerovnoměrným rozdělením hmotnostních toků jednotlivými vyústkami. Střední a zadní oblast makety je u tohoto systému dobře větraná. Ačkoli tento systém větrání poskytl nejvyšší hodnotu AoA pro oblast řidiče, průměrná hodnota je srovnatelná s hodnotou systému CV.



Obr. 14.2 AoA pro letní případ, klasické uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo

### 14.1.2 Letní podmínky, flexibilní interiér

Výsledky pro flexibilní interiér, letní podmínky jsou uvedeny v tab. 14.2. Skalární pole pro tuto modifikaci jsou uvedena na obr. 14.3. Z pohledu indexu AoA pro sedadlo řidiče se ukazuje systém větrání CV jako nejefektivnější s hodnotou 57,3 s. Z pohledu průměrného indexu AoA pro jednotlivá sedadla je poté nejefektivnější MV systém větrání s hodnotou 60,8 s před CV s hodnotou 62,7 s a FV s hodnotou 64,8 s.

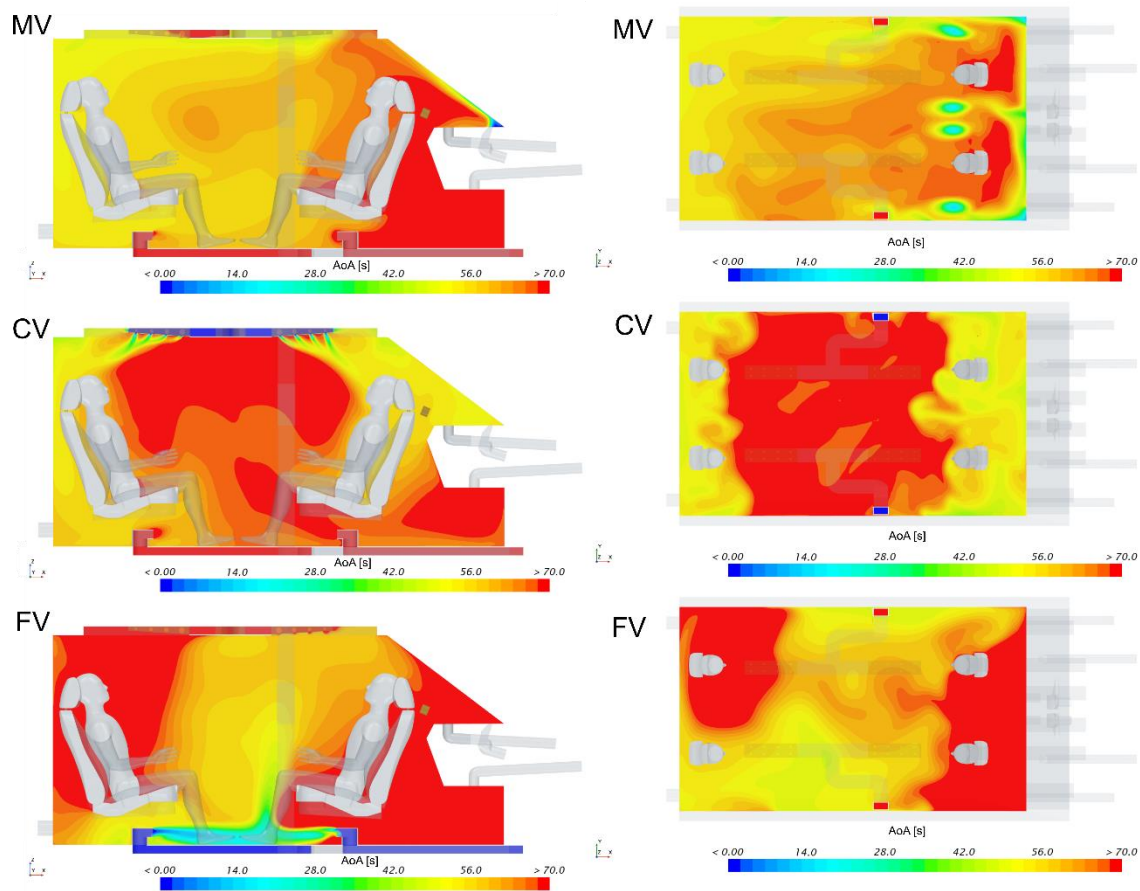
Tab. 14.2 AoA pro letní případ, flexibilní uspořádání interiéru, výsledky v sekundách

Popis	MV	CV	FV
LF	64,1	57,3	62,1
LR	55,1	66,3	71,1
RF	65,4	64,3	69,6
RR	58,7	62,7	56,4
Průměr	60,8	62,7	64,8

Vliv flexibilního interiéru je patrný zejména u FV konceptu větrání, kdy s otočením předních sedadel dochází k otočení předních vyústek v tomtéž směru. Na úrovni nohou ve středu kabiny pak dochází k impaktu obou proudů. Po spojení hlavní proud proudí vertikálně vzhůru v důsledku čehož je ve středu kabiny zajištěna rychlá výměna vzduchu. Přední oblast od čelního skla po úroveň předních sedadel a zadní levá část vykazují vyšší hodnoty AoA. Rozdíly AoA v dechové oblasti cestujících na předních sedadlech jsou vyšší. Dechová oblast předních cestujících je na předělu dostatečně větrané oblasti s oblastí s vyšším AoA.

Opačný efekt s ohledem na AoA má CV systém větrání, tj. přední a zadní část má nižší AoA než středová oblast makety. Nicméně dechové oblasti se nacházejí v přechodové oblasti. A to zejména dechová oblast řidiče, která je přímo ovlivněna přiváděným proudem z CV vyústky. AoA v oblasti řidiče má hodnotu 57,3 s. Průměr AoA pro všechny dechové oblasti je u varianty CV 62,7 s.

MV se vyznačuje podstatným rozdílem v hodnotách AoA pro přední a zadní sedadla, a to ve prospěch zadních sedadel. AoA ve středové části kabiny je srovnatelná se zbytkem kabiny, není zde výrazná oblast s podstatně odlišnými hodnotami AoA jako u systému větrání CV.



Obr. 14.3 AoA pro letní případ, flexibilní uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo

### 14.1.3 Zimní podmínky, klasický interiér

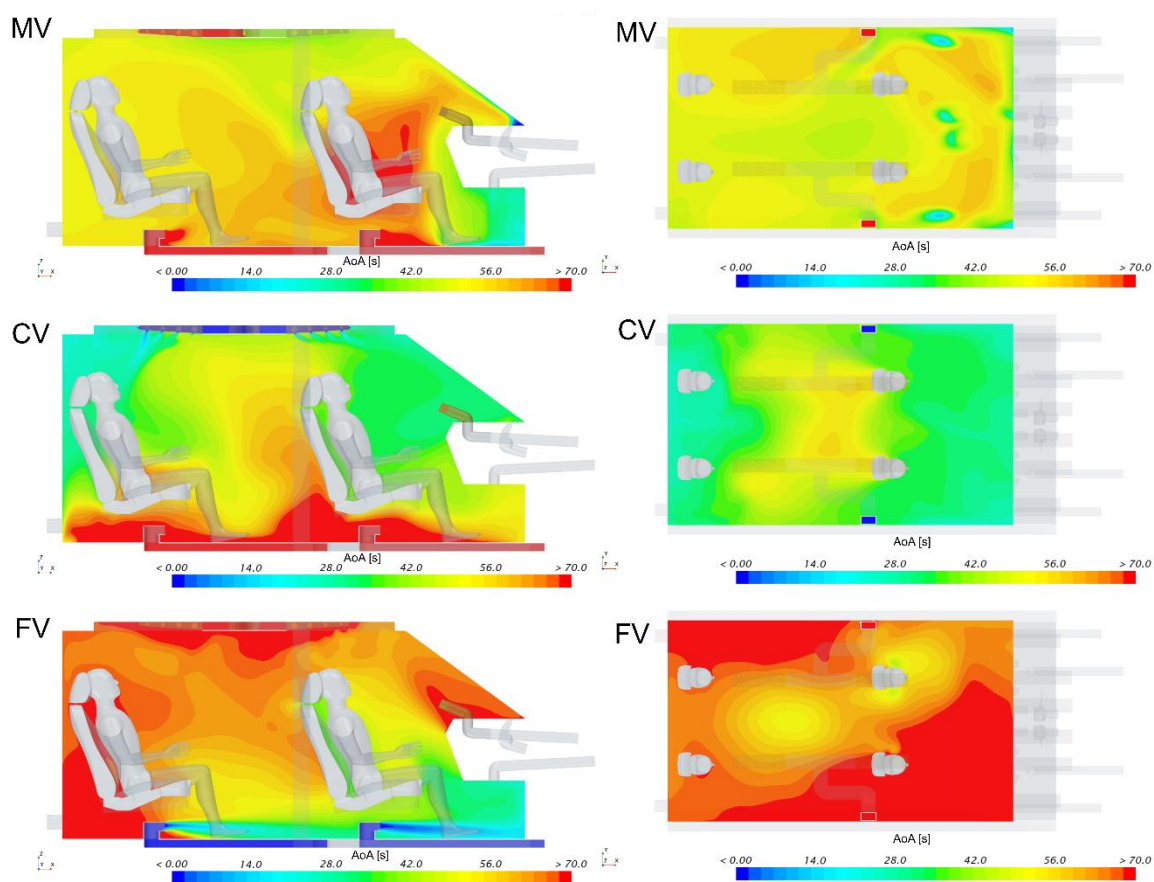
Hodnoty AoA pro zimní případ a klasické uspořádání interiéru jsou uvedeny v tab. 14.3, skalární pole AoA jsou zobrazena na obr. 14.4.

Tab. 14.3 AoA pro zimní případ, klasické uspořádání interiéru, výsledky v sekundách

Popis	MV	CV	FV
LF	56,3	37,4	51,8
LR	52,1	31,9	75,0
RF	50,4	33,6	92,1
RR	48,9	34,6	81,0
Průměr	51,9	34,4	75,0

CV systém větrání přivádí vzduch primárně do přední a zadní části kabiny, kde dochází k přilnutí proudu k čelnímu sklu, resp. k zadní stěně makety. Přiváděné proudy nicméně zasahují dechové oblasti všech cestujících a AoA je výrazně nižší než u ostatních systémů větrání, konkrétně 37,4 s pro oblast řidiče. Průměrná hodnota AoA pro všechny oblasti u tohoto systému větrání je 34,4 s. Vyšší hodnoty AoA jsou poté patrné v oblasti podlahy, kdy vztahové síly působí proti směru přiváděného proudu a zabraňují tak přirozené cirkulaci. V horizontální rovině ve výšce nosu je patrná oblast středu makety, kde je vyšší hodnota AoA oproti zbylým částem makety v této rovině.

MV vykazuje vyšší hodnoty AoA na úrovni první řady sedadel v blízkosti trupu řidiče a také v dechové oblasti předních cestujících ve vykreslené horizontální rovině. Hodnota AoA pro řidiče je vyšší o téměř 19 s oproti CV. MV vykazuje v průměru o 17,5 s delší čas výměny vzduchu v porovnání se systémem větrání CV.



Obr. 14.4 AoA pro zimní případ, klasické uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo

Systém FV má o 30 s vyšší průměrný čas výměny vzduchu ve sledovaných oblastech než koncept CV. Přiváděný vzduch proudí podél podlahy, poté narazí do dělicí stěny

a k vertikálnímu stoupání nedochází s potřebnou intenzitou, jelikož celá horizontální rovina vykazuje vysoké hodnoty AoA. Zadní část kabiny vykazuje také nedostatečnou výměnu vzduchu.

#### 14.1.4 Zimní podmínky, flexibilní interiér

Přehled získaných hodnot AoA pro zimní případ flexibilního interiéru jsou uvedeny v tab. 14.4. Skalární pole AoA jsou zobrazena na obr. 14.5.

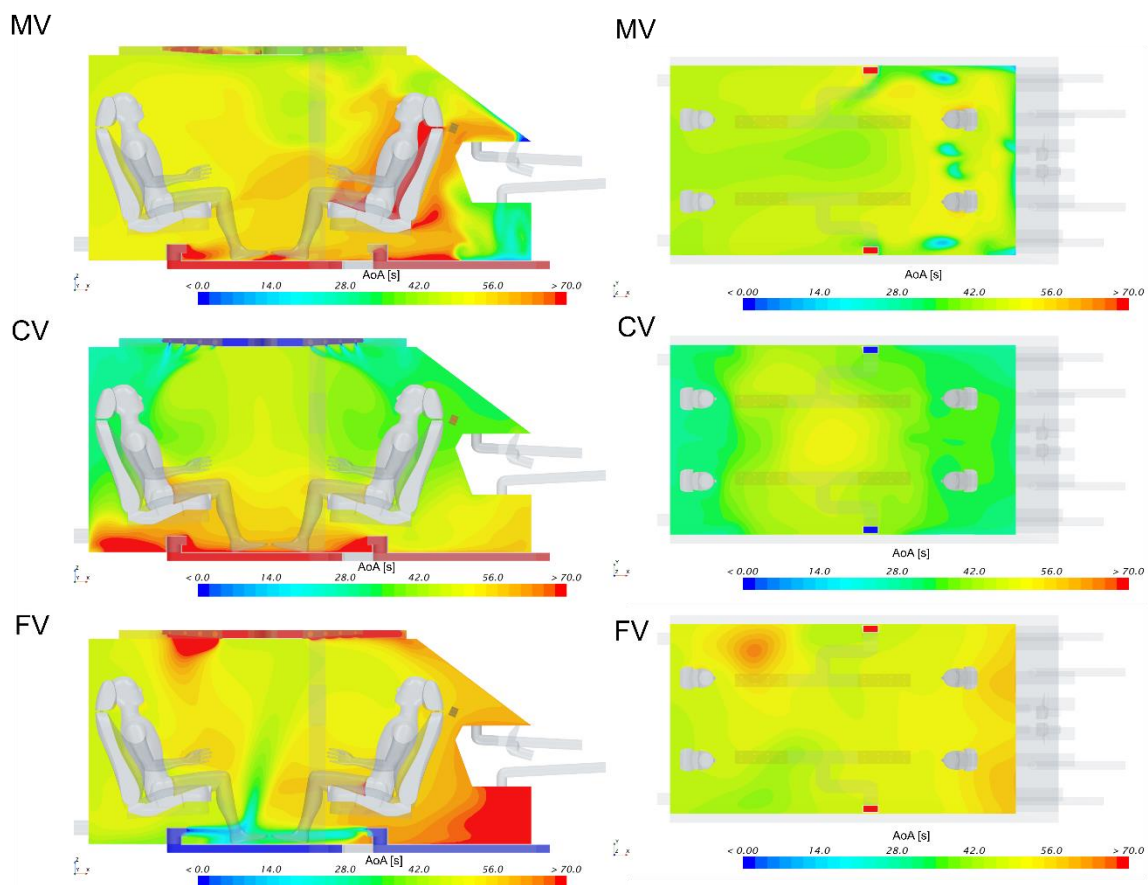
Tab. 14.4 AoA pro zimní případ, flexibilní uspořádání interiéru, výsledky v sekundách

Popis	MV	CV	FV
LF	60,6	37,0	64,8
LR	50,7	37,2	63,9
RF	57,2	38,9	65,1
RR	50,4	34,3	63,9
Průměr	54,7	36,8	64,4

Za zimních podmínek pro flexibilní interiér jsou výrazně nejnižší hodnoty parametru AoA u CV konceptu větrání. Pro jednotlivá sedadla jsou hodnoty v rámci tohoto systému podobné až na zadní pravé sedadlo, které má o 2,5 s menší hodnotu AoA oproti průměrné hodnotě.

Přibližně o 20 s delší průměrný čas výměny vzduchu poskytuje systém větrání MV. AoA u zadních sedadel má nižší hodnotu v řádu vyšších jednotek sekund, to ukazuje na rychlejší výměnu vzduchu v zadní části kabiny.

Systém větrání FV poskytuje zcela nejpomalejší výměnu vzduchu ve sledovaných oblastech. Průměrná hodnota AoA u FV systému je přibližně o 30 s vyšší než v případě CV a o 10 s vyšší oproti MV systému větrání.



Obr. 14.5 AoA pro zimní případ, flexibilní uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo

## 14.2 Diskuze k hodnocení IAQ na základě indexu AoA

Kvalita vnitřního vzduchu byla vyhodnocována pomocí indexu AoA, který byl stanoven v dechových oblastech pro pasažéry na jednotlivých sedadlech. V letních podmínkách jsou malé časové rozdíly indexu AoA stanoveného jako průměrná hodnota pro všechny čtyři dechové oblasti. Toto tvrzení platí pro oba typy interiérů. Lze říci, že u klasického interiéru z hlediska rychlosti výměny vzduchu v dechové oblasti pasažérů na předním sedadle lze doporučit FV systém větrání. Průměrná doba výměny vzduchu pro přední sedadla je 48 s. Doba potřebná k výměně vzduchu pro dechovou oblast zadních sedadel je vyšší o více jak 20 s. Systém CV poskytuje naopak nejrychlejší výměnu vzduchu pro sedadlo řidiče u flexibilního interiéru. Průměrná hodnota AoA pro všechny sledované oblasti je

u flexibilního interiéru pro letní podmínky nejnižší u konceptu větrání MV, nicméně ostatní systémy poskytují srovnatelný čas potřebný k výměně vzduchu.

Nejnižších hodnot indexu AoA u zimních podmínek pro oba typy interiéru bylo dosaženo systémem CV, před MV a FV systémem v uvedeném pořadí. Hodnota AoA pro CV systém je pro oba interiéry přibližně 35 s. Hodnota AoA u MV je pro oba interiéry velice podobná, 51,9 s pro klasický interiér a 54,7 s pro flexibilní interiér. U systému FV jsou rozdíly podstatné, kdy pro klasický interiér je průměrný index AoA 75,0 s a pro flexibilní interiér 64,4 s.



# 15

## MOŽNÝ SMĚR DALŠÍHO VÝZKUMU

Předkládaná dizertační práce je důkazem komplexnosti řešené problematiky kvality vnitřního prostředí v kabině automobilu. Těžiště řešení této problematiky se v minulosti přesunulo z výzkumu proudového pole vyústky na posuzování tepelného komfortu v celé kabině automobilu. Stejně tak je dnes podstata problému, která odráží potřeby doby, přesouvaná z tepelného komfortu na kvalitu vzduchu v kabině automobilu. Přesto je celá řada nezodpovězených otázek u každého z dílčích faktorů kvality prostředí, které by stály za to být objasněny.

Výzkum proudového pole za automobilovou vyústkou, popsáný v této práci, měl jisté limity. Platnost závěrů uvedených v tomto výzkumu byla omezena na proud, kde setrvačné síly jsou dominantní vůči silám vztakovým, tzv. izotermní proud. Ověření přesnosti CFD metod při určování úhlů směřování, rychlostních profilů či ověření platnosti empirických vztahů pro pokles osově rychlosti u proudu neizotermního tak zůstává zatím bez objasnění.

U hodnocení tepelného komfortu lze kombinovat jednotlivé systémy větrání, a to zejména CV a FV. Tato kombinace by mohla vést k lepším výsledkům, než jaké poskytnuly samostatně CV a FV u letního a zimního případu. Efektivním řešením tepelného komfortu elektromobilů se jeví také radiační a konduktivní systémy přenosu tepla.

Nejvíce tzv. bílých míst skrývá problematika kvality vzduchu, neboť tento problém je řešen relativně krátce. Teprve nedávno se na trhu objevily finančně dostupné čítače částic, které se dají použít pro stanovení koncentrací aerosolů v kabinách automobilů. Přesnost těchto čítačů částic je dnes již dostačující, a tak je otázkou času, kdy dojde k sériové implementaci a k automatickému řízení HVAC jednotky na základě dat o kvalitě vzduchu v kabině automobilu či kvalitě přiváděného vzduchu. Kvalita vnitřního prostředí zde byla řešena pomocí indexu AoA, z důvodů uvedených výše. Pro komplexnější řešení této problematiky se nabízí využít dvoufázové proudění.



## ZÁVĚR

Z pohledu kvality vnitřního prostředí v kabině automobilu byly řešeny tyto dílčí faktory:

- Proudové pole za automobilovou vyústkou
- Tepelný komfort v kabině automobilu
- Kvalita vzduchu v kabině automobilu

Problematika proudového pole za automobilovou vyústkou byla řešena experimentální metodou CTA a CFD přístupem za využití metody modelování turbulence RANS s modelem turbulence Realizable  $k-\varepsilon$  a LES s modelem turbulence WALE. Porovnávanými kritérii byly úhly směřování, pokles osově rychlosti, rychlostní profily a intenzita turbulence. Obě výše uvedené CFD metody poskytly velice dobré výsledky ve všech sledovaných kritériích. Metoda LES se ukázala přesnější v mnoha kritériích, nicméně časová náročnost byla řádově vyšší, konkrétně 27krát. Uvážíme-li míru přesnosti potřebnou v technické praxi, zejména v rané fázi návrhu, lze konstatovat, že metoda RANS byla dostatečně přesná za cenu přiměřených výpočetních nákladů.

Úhly směřování byly určeny i metodou kouřové vizualizace, jedná se o rychlou experimentální metodu poskytující základní informace o směřování proudu s dostatečnou přesností. Obě experimentální metody, CTA i kouřová vizualizace, jsou komplementární a vhodné pro hodnocení rychlostního pole za automobilovou vyústkou.

Proudové pole za automobilovou vyústkou bylo řešeno pro volný a stěnový proud, kdy u varianty stěnového proudu byla vyústka obklopena obestavením, které simulovalo vliv okolních ploch. Z výsledků je patrný vliv těchto stěn v transversální rovině, z čehož plyne doporučení na zachování okolních stěn při měření rychlostního pole za automobilovou vyústkou.

Byla použita teorie turbulentního proudění na určení poklesu osově rychlosti. Platnost některých empirických vztahů, která byla původně omezena pouze na ideální kruhovou vyústku bez usměrňovacích prvků s rovnoměrným rychlostním profilem na výstupu, byla rozšířena i na reálné pravoúhlé vyústky s usměrňovacími prvky a nerovnoměrným rychlostním profilem. Část těchto vztahů je funkcí pólu proudu, který byl u měřené vyústky určen a byla popsána metodika jeho určení. Validace empirických vztahů může být o to přínosnější, jelikož CFD metody zůstaly v predikci poklesu osově rychlosti

za očekáváním, a to zejména u varianty volného proudu. Použití empirických vztahů pro určení poklesu osově rychlosti je omezeno na izotermní a mírně neizotermní proud.

Byla provedena CFD analýza vlivu jednotlivých, nově vytvořených, konceptů větrání na tepelný komfort řidiče automobilu, a to i pro variantu flexibilního interiéru. Byla použita metoda modelování turbulence RANS s modelem turbulence RST. Analýza byla provedena pro letní a zimní podmínky. Systém CV se ukázal být nejvhodnější z hlediska tepelného komfortu pro letní podmínky. Naopak v zimních podmínkách se jeví jako nejvýhodnější použití systému FV. Oba závěry se vztahují na klasický i flexibilní interiér. Výsledky CFD analýzy jsou podloženy validacemi pro letní i zimní podmínky. Validace i CFD analýzy byly doplněny o test nezávislosti sítě.

CFD analýza vlivu jednotlivých konceptů větrání na kvalitu vnitřního vzduchu byla řešena ukazatelem AoA. V letním období bylo dosaženo velmi podobných hodnot AoA pro jednotlivé systémy větrání i pro obě varianty uspořádání interiéru. Tyto hodnoty byly stanoveny jako průměr pro jednotlivé dechové oblasti každého ze čtyř sedadel. Při porovnání dechových oblastí pro jednotlivá sedadla jsou k vidění určité rozdíly. Zejména u klasického uspořádání a systému větrání FV, kde je rozdíl v rychlosti výměny vzduchu více jak 20 s. Právě tento systém (FV) je z hlediska kvality vzduchu v dechové oblasti řidiče nejvhodnější. U flexibilního interiéru je to naopak systém CV, nicméně u tohoto typu interiéru jsou rozdíly v AoA nepatrné.

Systém větrání CV lze doporučit pro zimní podmínky, neboť poskytl výrazně nejnižší hodnoty AoA pro oba typy interiéru.

Studie kvality vnitřního vzduchu v kabinách automobilů je v rané fázi a toto téma disponuje velkým potenciálem. Pro řešení prostorové distribuce částic se jeví jako vhodná metoda CFD s využitím dvoufázového proudění s následnou validací experimentálním měřením koncentrace částic pro jednotlivá velikostní spektra.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HANCOCK, P. A. a I. VASMATZIDIS. Effects of heat stress on cognitive performance: The current state of knowledge. *International Journal of Hyperthermia* [online]. 2003, **19**(3), 355–372. ISSN 02656736. Dostupné z: doi:10.1080/0265673021000054630
- [2] HOCKING, C., R. B. SILBERSTEIN, W. M. LAU, C. STOUGH a W. ROBERTS. Evaluation of cognitive performance in the heat by functional brain imaging and psychometric testing. *COMPARATIVE BIOCHEMISTRY AND PHYSIOLOGY A-MOLECULAR & INTEGRATIVE PHYSIOLOGY* [online]. 2001, **128**(4), 719–734. ISSN 1095-6433. Dostupné z: doi:10.1016/S1095-6433(01)00278-1
- [3] CIAN, C., P. A. BARRAUD, B. MELIN a C. RAPHEL. Effects of fluid ingestion on cognitive function after heat stress or exercise-induced dehydration. *INTERNATIONAL JOURNAL OF PSYCHOPHYSIOLOGY* [online]. 2001, **42**(3), 243–251. ISSN 0167-8760. Dostupné z: doi:10.1016/S0167-8760(01)00142-8
- [4] ERNWEIN, V. a D. KELLER. Effects of muscular calibrated exercise in a heated environment on a pointing task by football players. *SCIENCE & SPORTS* [online]. 1998, **13**(2), 93–96. ISSN 0765-1597. Dostupné z: doi:10.1016/S0765-1597(97)86908-0
- [5] ZLATOPER, T. Determinants of Motor Vehicle Deaths in the United States: *Accident Analysis & Prevention*. 1991, **23**(1), 431–436.
- [6] TRIPLETT, T., R. SANTOS, S. ROSENBLOOM a B. TEFFT. *American Driving Survey 2014–2015* [online]. 2016. Dostupné z: [www.aaafoundation.org](http://www.aaafoundation.org)
- [7] PARSONS, K. C. *Human Thermal Comfort*. nedatováno.
- [8] ABDULNOUR, B. Numerical Simulation of Vehicle Defroster Flow Field. *SAE Technical Paper*. 1998.
- [9] AROUSSI, A., A. HASSAN a Y. MORSI. Numerical simulation of the airflow over and heat transfer through a vehicle windshield defrosting and demisting system. *Heat and Mass Transfer* [online]. 2003, **39**, 401–405. Dostupné z: doi:DOI 10.1007/s00231-002-0307-x

- [10] LIN, T. P., R. L. HWANG, K. T. HUANG, Ch. Y. SUN a Y. Ch. HUANG. Passenger thermal perceptions, thermal comfort requirements, and adaptations in short- and long-haul vehicles. *International Journal of Biometeorology* [online]. 2010, **54**(3), 221–230. ISSN 00207128. Dostupné z: doi:10.1007/s00484-009-0273-9
- [11] HUANG, T., W. AN, J. TAN a Y. ZHOU. The improved research of the defrosting of an automobile windshield. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2012, **215–216**, 42–45. ISSN 16609336. Dostupné z: doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.215-216.42
- [12] LEE, J.-G., Y. JIANG a A. J. PRZEKWAS. Validation of Computational Vehicle Windshield De-Icing Process. *SAE Technical Paper* [online]. 1994. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.4271/940600
- [13] PARK, W. G., M. S. PARK, Y. R. JUNG a K. L. JANG. Numerical study of defrosting phenomena of automotive windshield glass. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications* [online]. 2005, **47**(7), 725–739. ISSN 10407782. Dostupné z: doi:10.1080/10407780590911512
- [14] KLEPEIS, N. E., W. C. NELSON, W. R. OTT, J. P. ROBINSON, A. M. TSANG, P. SWITZER, J. V. BEHAR, S. C. HERN a W. H. ENGELMANN. The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): a resource for assessing exposure to environmental pollutants. *Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology* [online]. 2001, **11**, 231–252. Dostupné z: www.nature.com/jea
- [15] NIELSEN, I. a R. SMYTH. Subjective Well-Being Of Beijing Taxi Drivers. *Journal of Happiness Studies*. 2009, **11**(6), 721–733. ISSN 13894978.
- [16] PIASECKI, M., K. KOSTYRKO a S. PYKACZ. Indoor environmental quality assessment: Part 1: Choice of the indoor environmental quality sub-component models. *Journal of Building Physics*. 2017, **41**(3), 264–289. ISSN 17442583.
- [17] JANTUNEN, M., E. DE OLIVEIRA FERNANDES, P. CARRER a S. KEPHALOPOULOS. *Promoting actions for healthy indoor air (IAIAQ)*. únor 2011
- [18] ASHRAE. *Guideline 10P, Interactions Affecting the Achievement of Acceptable Indoor Environments*. 2010.
- [19] JANOTKOVÁ, E. *Technika prostředí*. 1. vydání. Brno: Rektorát Vysokého technického v Brně, 1991. ISBN 80-214-0258-X.
- [20] ČSN EN 12464-1 *Světlo a osvětlení - Osvětlení pracovních prostorů - Část 1: Vnitřní pracovní prostory*. 2022.

- [21] KEIS, O., H. HELBIG, J. STREB a K. HILLE. Influence of blue-enriched classroom lighting on students' cognitive performance. *Trends in Neuroscience and Education*. 2014, **3**(3–4), 86–92. ISSN 22119493.
- [22] BARKMANN, C., N. WESSOLOWSKI a M. SCHULTE-MARKWORT. Applicability and efficacy of variable light in schools. *Physiology and Behavior*. 2012, **105**(3), 621–627. ISSN 00319384.
- [23] JUSLÉN, H., M. WOUTERS a A. D. TENNER. Lighting level and productivity: A field study in the electronics industry. *Ergonomics*. 2007, **50**, 615–624.
- [24] HESCHONG, L. *Daylighting in Schools An Investigation into the Relationship Between Daylighting and Human Performance Condensed Report*. únor 1999
- [25] SHECHTER, A., K. A. QUISPE, J. S. MIZHQUIRI BARBECHO, C. SLATER a L. FALZON. Interventions to reduce short-wavelength (“blue”) light exposure at night and their effects on sleep: A systematic review and meta-analysis. *SLEEP Advances*. 2020, **1**(1).
- [26] CZEISLER, C. A. a J. J. GOOLEY. Sleep and circadian rhythms in humans. In: *Cold Spring Harbor Symposia on Quantitative Biology* [online]. 2007, s. 579–597. ISSN 00917451. Dostupné z: doi:10.1101/sqb.2007.72.064
- [27] FIGUEIRO, M. G. a M. S. REA. Evening daylight may cause adolescents to sleep less in spring than in winter. *Chronobiology International*. 2010, **27**(6), 1242–1258. ISSN 07420528.
- [28] SANTHI, N., H. C. THORNE, D. R. VAN DER VEEN, S. JOHNSEN, S. L. MILLS, V. HOMMES, L. J. M. SCHLANGEN, S. N. ARCHER a D. J. DIJK. The spectral composition of evening light and individual differences in the suppression of melatonin and delay of sleep in humans. *Journal of Pineal Research*. 2012, **53**(1), 47–59. ISSN 07423098.
- [29] CAJOCHEN, Ch., D. J. DIJK a A. A. BORBEIY. *Dynamics of EEG Slow-Wave Activity and Core Body Temperature in Human Sleep After Exposure to Bright Light*. 1992.
- [30] PARSONS, K C. *Environmental ergonomics: a review of principles, methods and models*. nedatováno.
- [31] BOYCE, P. R. *Human Factors in Lighting*. Third edition. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2014.
- [32] NĚMEC, J. *Hluk a jeho snižování v technické praxi*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1970.
- [33] MIŠUN, V. *Vibrace a hluk*. Vyd. 1. Brno: PC-DIR, 1998. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1262-3.

- [34] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. *ASHRAE standard 55: „Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy”*. B.m.: New York : The Society, [1973], nedatováno.
- [35] GOODFELLOW, H. a E. TÄHTL. *Industrial Ventilation Design Guidebook*. 1st Edition. San Diego, California, USA: Academic Press, 2001. ISBN 978-0-12-289676-7.
- [36] PULKRÁBEK, J. *Větrání*. Praha: SNTL, 1961.
- [37] CIHELKA, J. *Vytápění a větrání*. 2. vydání. Praha: SNTL, 1975.
- [38] FIŠER, J. *Metody hodnocení tepelného komfortu a jejich využití v experimentální a konstrukční praxi*. Brno, 2022. b.n.
- [39] VELUX. *Daylight, Energy and Indoor Climate Basic Book*. Third edition. 2014.
- [40] LUSH, D., K. BUTCHER a P. APPLEBY. *Environmental design: CIBSE Guide A*. 1999. ISBN 0 900953 96 9.
- [41] SZCZUREK, A. a M. MACIEJEWSKA. Categorisation for air quality assessment in car cabin. *Transportation Research Part D: Transport and Environment* [online]. 2016, **48**, 161–170. ISSN 1361-9209. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/j.trd.2016.08.015](https://doi.org/10.1016/j.trd.2016.08.015)
- [42] KITTNAR, O. *Lékařská fyziologie*. 1. vydání. 2011. ISBN 978-80-247-3068-4.
- [43] FANGER, P. O. Assessment of mans thermal comfort in practice. *Occupational and Environmental Medicine* [online]. 1973, **30**(4), 313–324. ISSN 0007-1072. Dostupné z: <https://oem.bmj.com/content/30/4/313>
- [44] TANABE, S., E. A. ARENS, F. S. BAUMAN, H. ZHANG a T. L. MADSEN. EVALUATING THERMAL ENVIRONMENTS BY USING A THERMAL MANiKiN WiTH CONTROLLED SKiN SURFACE TEMPERATURE. *Ashrae Transactions*. 1994, **100**, 39–48.
- [45] CHYSKÝ, J. a K. HEMZAL. *Větrání a klimatizace: Technický průvodce*. 3. vyd. Praha: Bolit-B press Brno, 1993. ISBN 80-901574-0-8.
- [46] ČSN EN ISO 7933 *Ergonomie tepelného prostředí – Analytické stanovení a interpretace tepelného stresu pomocí výpočtu předpovídané tepelné zátěže*. B.m.: Český normalizační institut, 2005.
- [47] FIŠER, J. *Optimalizace mikroklimatu v kabinách malých dopravních letadel*. Brno, 2011. Vysoké učení technické v Brně.

- [48] DU BOIS, D., B. S. BURLINGTON, E. F. DU BOIS a N. YORK. *xxxii, 121; Basal Metabolism and Body Surface* [online]. 1915. Dostupné z: <http://archinte.jamanetwork.com/>
- [49] TROJAN, S. *Lékařská fyziologie*. Vydání čtvrté. Praha: Grada Publishing, a.s., 2003.
- [50] KAEBERLEIN, M. *Handbook of the biology of Aging*. Eighth edition. London: Academic Press, 2016. ISBN 978-0-12-411596-5.
- [51] GESTA, S., Y. H. TSENG a C. R. KAHN. *Developmental Origin of Fat: Tracking Obesity to Its Source*. B.m.: Elsevier B.V. 19. říjen 2007. ISSN 00928674
- [52] BURTON, A. Man in a Cold Environment: Physiological and Pathological Effects of Exposure to Low Temperatures. *Proceedings of the Royal Society of Medicine* [online]. 1956, **49**(12), 1061. ISSN 0035-9157. Dostupné z: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC1889282/>
- [53] CANNON, B. a J. NEDERGAARD. Brown Adipose Tissue: Function and Physiological Significance [online]. 2004. Dostupné z: [www.prv.org](http://www.prv.org)
- [54] BLONDIN, D. P. a F. HAMAN. Shivering and nonshivering thermogenesis in skeletal muscles. In: *Handbook of Clinical Neurology*. B.m.: Elsevier B.V., 2018, s. 153–173. ISSN 22124152.
- [55] ROLFE, D. F. S. a M. D. BRAND. *Contribution of mitochondrial proton leak to skeletal muscle respiration and to standard metabolic rate* [online]. 1996. Dostupné z: [www.physiology.org/journal/ajpcell](http://www.physiology.org/journal/ajpcell)
- [56] U DIN, M., J. RAIKO, T. SAARI, N. KUDOMI, T. TOLVANEN, V. OIKONEN, J. TEUHO, H. T. SIPILÄ, N. SAVISTO, R. PARKKOLA, Pirjo NUUTILA a Kirsi A. VIRTANEN. Human brown adipose tissue [15O]O<sub>2</sub> PET imaging in the presence and absence of cold stimulus. *European Journal of Nuclear Medicine and Molecular Imaging*. 2016, **43**(10), 1878–1886. ISSN 16197089.
- [57] POND, C. *An evolutionary and functional view of mammalian adipose tissue*. 1992.
- [58] BURTON, A. C. a O. G. EDHOLM. Man in a Cold Environment. *Physical Therapy*. 1956, **36**(2), 149.
- [59] ČSN EN ISO 7730 *Ergonomie tepelného prostředí – Analitické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [60] FANGER, P. O. *Thermal Comfort – Analysis and Application in Environmental Engineering*. 1970.

- [61] GAGGE, A. P., L. P. HERRINGTON a C. E. A. WINSLOW. THERMAL INTERCHANGES BETWEEN THE HUMAN BODY AND ITS ATMOSPHERIC ENVIRONMENT. *American Journal of Epidemiology*. 1937, **26**, 84–102.
- [62] GAGGE, A. P. STANDARD OPERATIVE TEMPERATURE, A GENERALIZED TEMPERATURE SCALE, APPLICABLE TO DIRECT AND PARTITIONAL CALORIMETRY. *American Journal of Physiology* [online]. 1940, **131**(1). Dostupné z: [www.physiology.org/journal/ajplegacy](http://www.physiology.org/journal/ajplegacy)
- [63] MADSEN, T. L., B. W. OLESEN a N. K. KRISTENSEN. Comparison between Operative and Equivalent Temperature under Typical Indoor Conditions. *ASHRAE Transactions*. 1984.
- [64] BHAT, A., G. RAGHAV a A. KARN. Enhancement of efficiency and thermal comfort in a passenger car cabin using spanwise inlet vents. *Engineering Journal* [online]. 2021, **25**(2), 95–108. ISSN 01258281. Dostupné z: [doi:10.4186/ej.2021.25.2.95](https://doi.org/10.4186/ej.2021.25.2.95)
- [65] TOE, D. H. Ch. a T. KUBOTA. Development of an adaptive thermal comfort equation for naturally ventilated buildings in hot–humid climates using ASHRAE RP-884 database. *Frontiers of Architectural Research* [online]. 2013, **2**(3), 278–291. ISSN 2095-2635. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/j.foar.2013.06.003](https://doi.org/10.1016/j.foar.2013.06.003)
- [66] ČSN EN ISO 14505-2 Ergonomie tepelného prostředí - Hodnocení tepelného prostředí ve vozidlech - Část 2: Stanovení ekvivalentní teploty. B.m.: Český normalizační institut, 2007.
- [67] DUFTON, A. F. The Equivalent temperature of a Room and its Measurement. *Building Research technical paper*. 1932, **13**, 9.
- [68] BEDFORD, T. *The Warmth Factor in Comfort at Work. A Physiological Study of Heating and Ventilation*. No. 7. London: H.M.S.O., 1936.
- [69] NILSSON, H. O., I. HOLMÉR, M. BOHM a O. NORÉN. Definition and theoretical background of the equivalent temperature. *Assessment of thermal climate in operator's cabs*. 1999, 94.
- [70] NILSSON, H. O. *Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models* [online]. Gävle, 2004. University of Gävle. Dostupné z: <http://www.arbetslivsinstitutet.se/>
- [71] HOLMÉR, I. Thermal manikin history and applications. *European Journal of Applied Physiology* [online]. 2004, **92**(6), 614–618. ISSN 14396319. Dostupné z: [doi:10.1007/s00421-004-1135-0](https://doi.org/10.1007/s00421-004-1135-0)

- [72] GAO, N. P. a J. L. NIU. *CFD study of the thermal environment around a human body: A review* [online]. únor 2005. ISSN 1420326X. Dostupné z: doi:10.1177/1420326X05050132
- [73] LEI, Z. *Review of application of thermal manikin in evaluation on thermal and moisture comfort of clothing* [online]. B.m.: SAGE Publications Ltd. 1. duben 2019. ISSN 15589250. Dostupné z: doi:10.1177/1558925019841548
- [74] GOLDMAN, R. F. Career perspective: Ralph F. Goldman-military ergonomics. *EXTREME PHYSIOLOGY & MEDICINE* [online]. 2013, 2. ISSN 2046-7648. Dostupné z: doi:10.1186/2046-7648-2-35
- [75] GOLDMAN, R. F. Thermal manikins, their origins and role. In: J FAN, ed. *THERMAL MANIKINS AND MODELLING*. INST TEXTILES & CLOTHING, YUK CHOI RD, HUNG HOM, KOWLOON, 00000, PEOPLES R CHINA: HONG KONG POLYTECHNIC UNIV, 2006, s. 3–18. ISBN 978-962-367-534-5.
- [76] NAYAK, R. a R. PADHYE. *Manikins for Textile Evaluation*. 2017. ISBN 978-0-08-100909-3.
- [77] GOLDMAN, R. F. The four ‘Fs’ of clothing comfort. In: Yutaka TOCHIHARA a Tadakatsu OHNAKA, ed. *Environmental Ergonomics* [online]. B.m.: Elsevier, 2005, Elsevier Ergonomics Book Series, s. 315–319. ISSN 1572-347X. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/S1572-347X(05)80050-3
- [78] CLARKE, T. Chauncy, the copper thermal manikin. *Military Medicine* [online]. 2015, 180(6), 718–719. ISSN 1930613X. Dostupné z: doi:10.7205/MILMED-D-15-00004
- [79] ASHRAE. *Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2007.
- [80] EN 15251:2006. *Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics* . 2006.
- [81] BRITISH STANDARD INSTITUTION. *ISO 16814:2008 Building environment design — Indoor air quality — Methods of expressing the quality of indoor air for human occupancy*. 2008.
- [82] POPE, C. A. a D. W. DOCKERY. Health effects of fine particulate air pollution: Lines that connect. *Journal of the Air and Waste Management Association*. 2006, 56(10), 1368–1380. ISSN 21622906.
- [83] DOCKERY, D., C. A. POPE, X. XU, J. D. SPENGLER, J. H. WARE, M. E. FAY, B.n G. Jr. FERRIS a F. E. SPEIZER. An Association between Air Pollution and

- Mortality in Six U.S. Cities. *The New England Journal of Medicine*. 1993, **329**(24), 1753–1759. ISSN 0028-4793.
- [84] KUNKEL, S., E. KONTONASIOU, A. ARCIPOWSKA, F. MARIOTTINI a B. ATANASIU. *Indoor air quality, thermal comfort and daylight. Analysis of residential buildings regulations in eight EU member states*. únor 2015
- [85] RASMUSSEN, M., P. FOLDBJERG, J. CHRISTOFFERSEN, J. DANIELL, U. BANG, N. GALIOTTO a K. ERIKSEN. *Healthy Homes Barometer 2017 - Buildings and Their Impact on the Health of Europeans*. 2017.
- [86] KEPHALOPOULOS, S., O. GEISS, J. BARRERO, D. D'AGOSTINO a D. PACI. *Promoting healthy and energy efficient buildings in the European Union: National implementation of related requirements of the Energy Performance Buildings Directive (2010/31/EU)*. Luxembourg (Luxembourg): Publications Office of the European Union. 2017.
- [87] ANTONIADOU, P. a A. PAPADOPOULOS. Occupants' thermal comfort: State of the art and the prospects of personalized assessment in office buildings. *Energy and Buildings* [online]. 2017, **153**. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2017.08.001
- [88] TARANTINI, Mariantonietta, Giovanni PERNIGOTTO a Andrea GASPARELLA. A Co-Citation Analysis on Thermal Comfort and Productivity Aspects in Production and Office Buildings. *Buildings* [online]. 2017, **7**. Dostupné z: doi:10.3390/buildings7020036
- [89] WARGOCKI, P., D. WYON a P. FANGER. Productivity is affected by the air quality in offices. *Proceedings of Healthy Buildings 2000*. 2000, **1**.
- [90] LEE, Y. K. a Y. KIM. Analysis of Indoor Air Pollutants and Guidelines for Space and Physical Activities in Multi-Purpose Activity Space of Elementary Schools. *Energies* [online]. 2021, **15**, 220. Dostupné z: doi:10.3390/en15010220
- [91] NANDAN, A., N. A. SIDDIQUI, Ch. SINGH a A. AERI. Occupational and environmental impacts of indoor air pollutant for different occupancy: a review. *Toxicology and Environmental Health Sciences* [online]. 2021, **13**(4), 303–322. ISSN 2233-7784. Dostupné z: doi:10.1007/s13530-021-00102-9
- [92] DE OLIVEIRA, C., R. RUPP a E. GHISI. Influence of environmental variables on thermal comfort and air quality perception in office buildings in the humid subtropical climate zone of Brazil. *Energy and Buildings* [online]. 2021, **243**, 110982. Dostupné z: doi:10.1016/j.enbuild.2021.110982
- [93] BASIŃSKA, M., K. RATAJCZAK, M. MICHAŁKIEWICZ, P. FUĆ a M. SIEDLECKI. The Way of Usage and Location in a Big City Agglomeration as Impact

- Factors of the Nurseries Indoor Air Quality. *Energies* [online]. 2021, **14**(22). ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en14227534
- [94] LOHANI, D., A. BARTH WAL a D. ACHARYA. Modeling vehicle indoor air quality using sensor data analytics. *Journal of Reliable Intelligent Environments* [online]. 2022, **8**(2), 105–115. ISSN 2199-4676. Dostupné z: doi:10.1007/s40860-021-00137-2
- [95] LUANGPRASERT, M., Ch. VASITHAMRONG, S. PONGRATANANUKUL, S. CHANTRANUWATHANA, S. PUMRIN a I. SILVA. In-vehicle carbon dioxide concentration in commuting cars in Bangkok, Thailand. *Journal of the Air & Waste Management Association* [online]. 2017, **67**(5), 623–633. Dostupné z: doi:10.1080/10962247.2016.1268983
- [96] TARTAKOVSKY, L., V. BAIBIKOV, J. CZERWINSKI, M. GUTMAN, M. KASPER, D. POPESCU, M. VEINBLAT a Y. ZVIRIN. In-vehicle particle air pollution and its mitigation. *Atmospheric Environment* [online]. 2013, **64**, 320–328. ISSN 1352-2310. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2012.10.003
- [97] SCOTT, J. L., D. G. KRAEMER a R. J. KELLER. Occupational hazards of carbon dioxide exposure. *Journal of Chemical Health and Safety* [online]. 2009, **16**(2), 18–22. ISSN 1871-5532. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.jchas.2008.06.003
- [98] *ASHRAE-ANSI-ASHRAE Standard 62.1-2016 Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta, GA, USA: ASHRAE, 2016.
- [99] FINELL, E. a J. NÄTTI. The Combined Effect of Poor Perceived Indoor Environmental Quality and Psychosocial Stressors on Long-Term Sickness Absence in the Workplace: A Follow-Up Study. *International Journal of Environmental Research and Public Health* [online]. 2019, **16**. Dostupné z: doi:10.3390/ijerph16244997
- [100] ROMANSKA, Z., M. BOMBERG, M. DECHNIK, M. FEDORCZAK-CISAK a M. FURTAK. On Preheating of the Outdoor Ventilation Air. *Energies* [online]. 2020, **13**(1). ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en13010015
- [101] KUMAR, S, J CERNY a Pavel KIC. Air-conditioning in the cabins of passenger cars. *Agronomy Research* [online]. 2018, **16**, 2088–2096. Dostupné z: doi:10.15159/AR.18.211
- [102] ZEWDIE, Retta a Pavel KIC. Selected factors affecting microclimatic conditions in driver's cabin. *Engineering for Rural Development*. 2015, **14**, 61–66.
- [103] SIP, J., F. LIZAL, J. POKORNY, J. ELCNER, J. JEDELSKY a M. JICHA. Automotive cabin vent: Comparison of RANS and LES approaches with analytical-

- empirical equations and their validation with experiments using hot-wire anemometry. *Building and Environment* [online]. 2023, 110072 [vid. 2023-02-10]. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:10.1016/J.BUILDENV.2023.110072
- [104] CIHELKA, J. *Vytápění, větrání a klimatizace*. Třetí, pře. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1985.
- [105] BARTÁK, M. *Numerické modelování turbulentního proudění ve větrané místnosti*. B.m., 2007. České vysoké učení technické v Praze.
- [106] HUEBSCHER, R. G. Friction equivalents for round square and rectangular ducts. *ASHVE Transactions*. 1948, **54**, 101–118.
- [107] MALMSTRÖM, T. G., A. T. KIRKPATRICK, B. CHRISTENSEN a K. D. KNAPPMILLER. Centreline velocity decay measurements in low-velocity axisymmetric jets. *Journal of Fluid Mechanics* [online]. 1997, **346**, 363–377. ISSN 00221120. Dostupné z: doi:10.1017/S0022112097006368
- [108] RAJARATNAM, N. *Turbulent jets*. Amsterdam: Elsevier Science Ltd , 1976.
- [109] HINZE, J. O. a B. G. Van der Hegge ZIJNEN. Transfer of heat and matter in the turbulent mixing zone of an axially symmetrical jet. *Applied Scientific Research*. 1949, **A1**, 435–461.
- [110] ALBERTSON, M. L., Y. B. DAI, R. A. JENSEN a H. ROUSE. Diffusion of submerged jets. *American Society of Civil Engineers*. 1950, **115**, 639–697.
- [111] SZÉKYOVÁ, M., K. FERSTL a R. NOVÝ. *Větrání a klimatizace*. První české vydání. Bratislava: JAGA GROUP, s. r. o., 2006. ISBN 80-8076-037-3.
- [112] BRADSHAW, P. a M. T. GEE. *Turbulent an Wall Jets with and without External Stream*. 1960.
- [113] VERSTEEG, H. K. a W. MALALASEKERA. *An introduction to Computational Fluid Dynamics*. 1995.
- [114] WILCOX, D. C. *Turbulence modeling for CFD*. 2006. ISBN 9781928729082.
- [115] BRDIČKA, M., L. SAMEK a B. SOPKO. *Mechanika kontinua*. Vyd. 4., r. Praha: Academia, 2011. ISBN 978-80-200-2039-0.
- [116] URUBA, V. *Turbulence*. 2. vydání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2014. ISBN 978-80-01-05600-4.
- [117] HANJALIC, K. a B. E. LAUNDER. REYNOLDS STRESS MODEL OF TURBULENCE AND ITS APPLICATION TO THIN SHEAR FLOWS. *JOURNAL OF FLUID MECHANICS* [online]. 1972, **52**(APR25), 609+. ISSN 0022-1120. Dostupné z: doi:10.1017/S002211207200268X

- [118] VLČEK, P. *Modelování turbulentního proudění*. 2013.
- [119] SHIH, T., W. W. LIOU, A. SHABBIR, Z. YANG a J. ZHU. *A NEW kt EDDY VISCOSITY MODEL FOR HIGH:REYNOLDS NUMBER TURBULENT FLOWS*. 1995.
- [120] NICOUD, F. a F. DUCROS. Subgrid-Scale Stress Modelling Based on the Square of the Velocity Gradient Tensor. *Flow, Turbulence and Combustion* [online]. 1999, **62**(3), 183–200. ISSN 1573-1987. Dostupné z: doi:10.1023/A:1009995426001
- [121] BABUSKA, I. a T. J. ODEN. Verification and validation in computational engineering and science: basic concepts. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg* [online]. 2004, **193**, 4057–66. ISSN 00457825. Dostupné z: doi:10.1016/j.cma.2004.03.002
- [122] ROACHE, P. J. *Verification and validation in computational science and engineering*. Albuquerque: NM: Hermosa Publishers, 1998.
- [123] ISHIHARA, Y., J. HARA, H. SAKAMOTO, K. KYOJI a H. OKAMOTO. Determination of Flow Velocity Distribution in a Vehicle Interior Using a Visualization and Computation Techniques. *SAE Technical Paper*. 1991. ISSN 0148-7191.
- [124] ISHIHARA, Y., M. SHIBATA a H. HOSHINO. Analysis of Interior Airflow in a Full-Scale Passenger-Compartment Model Using a Laser-Light-Sheet Method. *SAE Technical Paper*. 1992.
- [125] BODE, F., I. NASTASE, P. DANCA, A. MESLEM a P. DANCA. The Influence of the Inlet Angle of Vehicle Air Diffuser on the Thermal Comfort of Passengers. In: *2017 8TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENERGY AND ENVIRONMENT (CIEM)*. 345 E 47TH ST, NEW YORK, NY 10017 USA: IEEE, 2017, s. 442–446. International Conference on Energy and Environment. ISBN 978-1-5386-3943-6.
- [126] HERWIG, H., K. KLEMP, A. SCHMÜCKER a J. CURRLE. Ventilation of passenger car cabins: comparison of experimental data and numerical calculations. *Forschung im Ingenieurwesen*. 1996, **62**(6), 161–167.
- [127] YOON, J. H. a S. LEE. Velocity field measurements of ventilation flow in a vehicle interior. *International Journal of Vehicle Design* [online]. 2002, **31**(1), 96–111. ISSN 01433369. Dostupné z: <http://www.scopus.com/inward/record.url?eid=2-s2.0-0037005319&partnerID=40&md5=ab299c14fab26c8086013f80ba3e4633>

- [128] ARONSON, D., Z. CHRONEER, P. ELOFSSON a H. FELLBOM. Comparison Between CFD and PIV Measurements in a Passenger Compartment. *SAE Technical Paper*. 2000.
- [129] ULLUM, U. Statistical Analysis and Accuracy of PIV Data. *Journal of Visualization*. 1998, **1**(2), 205–216.
- [130] ALHAJERI, M., A. AROUSSI a S. AGHIL. Isothermal study of HVAC air distribution in automotive application. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. 2009, **16**(4), 379–402. ISSN 1744-232X.
- [131] LEE, J. P., H. L. KIM a S. J. LEE. Large-scale PIV measurements of ventilation flow inside the passenger compartment of a real car. *Journal of Visualization* [online]. 2011, **14**(4), 321–329. ISSN 13438875. Dostupné z: doi:10.1007/s12650-011-0095-9
- [132] LEŽOVIČ, T., F. LÍZAL, J. JEDELSKÝ a M. JÍCHA. HVAC automotive vents evaluation and their performance. *HVAC and R Research* [online]. 2013, **19**(8), 1073–1082. ISSN 10789669. Dostupné z: doi:10.1080/10789669.2013.824498
- [133] LIZAL, F., O. PECH, J. JEDELSKY, J. TUHOVCAK a M. JICHA. The automotive ventilation test case: Investigation of the velocity field downstream of a benchmark vent using smoke visualization and hot-wire anemometry. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2018. ISSN 09544070.
- [134] LIZAL, F., P. NIEDOBA, L. SEDA, J. JEDELSKY a M. JICHA. Experimental verification of boundary conditions for numerical simulation of airflow in a benchmark ventilation channel. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2016, **114**, 1–4. ISSN 2100014X 21016275. Dostupné z: doi:10.1051/epjconf/201611402067
- [135] LÍZAL, F. Rychlostní pole v okolí vyústky pro odmrazování a odmlžování čelního skla osobního automobilu. *Větrání a klimatizace*. 2015.
- [136] Nařízení komise (EU) č. 672/2010 ze dne 27. července 2010. nedatováno.
- [137] DEHNE, T., P. LANGE, A. VOLKMANN, D. SCHMELING, M. KONSTANTINOV a J. BOSBACH. Vertical ventilation concepts for future passenger cars. *Building and Environment*. 2018, **129**, 142–153. ISSN 03601323.
- [138] ABDULNOUR, B. Hot-Wire Velocity Measurements of Defroster and Windshield Flow. *SAE Technical Paper*. 1997.
- [139] MELIKOV, A., T. IVANOVA a G. STEFANOVA. Seat headrest-incorporated personalized ventilation: Thermal comfort and inhaled air quality. *BUILDING AND ENVIRONMENT* [online]. 2012, **47**, 100–108. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2011.07.013

- [140] CROITORU, C., I. NASTASE, F. BODE a M. SANDU. Assessment of virtual thermal manikins for thermal comfort numerical studies. Verification and validation. *SCIENCE AND TECHNOLOGY FOR THE BUILT ENVIRONMENT* [online]. 2022, **28**(1, SI), 21–41. ISSN 2374-4731. Dostupné z: doi:10.1080/23744731.2021.1916379
- [141] YOU, R., J. CHEN, Z. SHI, W. LIU, Ch. LIN, D. WEI a Q. CHEN. Experimental and numerical study of airflow distribution in an aircraft cabin mock-up with a gasper on. *Journal of Building Performance Simulation* [online]. 2016, **9**, 1–12. Dostupné z: doi:10.1080/19401493.2015.1126762
- [142] LIN, C. H., K. H. DUNN, R. H. HORSTMAN, J. L. TOPMILLER, AHLERS M. F., J. S. BENNETT, L. M. SEDGWICK a S. WIROGO. Numerical simulation of airflow and airborne pathogen transport in aircraft cabins - Part II: Numerical simulation of airborne pathogen transport. In: *ASHRAE Transactions 2005, Vol 111, Pt 1*. 1791 TULLIE CIRCLE NE, ATLANTA, GA 30329 USA: AMER SOC HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGS, 2005, s. 764–768. ASHRAE TRANSACTIONS.
- [143] LIN, C. H., K. H. DUNN, R. H. HORSTMAN, J. L. TOPMILLER, M. F. AHLERS, J. S. BENNETT, L. M. SEDGWICK a S. WIROGO. Numerical simulation of airflow and airborne pathogen transport in aircraft cabins - Part I: Numerical simulation of the flow field. In: *ASHRAE Transactions 2005, Vol 111, Pt 1*. 1791 TULLIE CIRCLE NE, ATLANTA, GA 30329 USA: AMER SOC HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGS, 2005, s. 755–763. ASHRAE TRANSACTIONS.
- [144] LIU, W., S. MAZUMDAR, Z. ZHANG, S. B. POUSSOU, J. LIU, C. H. LIN a Q. CHEN. State-of-the-art methods for studying air distributions in commercial airliner cabins. *Building and Environment* [online]. 2012, **47**, 5–12. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.07.005
- [145] SHI, Z., J. CHEN, R. YOU, C. CHEN a Q. CHEN. Modeling of gasper-induced jet flow and its impact on cabin air quality. *Energy and Buildings* [online]. 2016, **127**, 700–713. ISSN 0378-7788. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.06.038
- [146] SØRENSEN, D. N. a L. K. VOIGT. Modelling flow and heat transfer around a seated human body by computational fluid dynamics. *Building and Environment* [online]. 2003, **38**(6), 753–762. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/S0360-1323(03)00027-1

- [147] CURRLE, J. a M. BENZ. *Numerical Simulation of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants*. 1997.
- [148] KHATOON, S. a M. H. KIM. Human thermal comfort and heat removal efficiency for ventilation variants in passenger cars. *Energies* [online]. 2017, **10**(11). ISSN 19961073. Dostupné z: doi:10.3390/en10111710
- [149] SEVILGEN, G. a M. KILIÇ. Investigation of transient cooling of an automobile cabin with a virtual manikin under solar radiation. *Thermal Science* [online]. 2013, **17**, 397–406. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI120623150S
- [150] FOJTLIN M., POKORNÝ J., FISER J., TOMA R. a TUHOVCÁK J. Impact of measurable physical phenomena on contact thermal comfort. *EPJ Web Conf.* [online]. 2017, **143**, 2026. Dostupné z: doi:10.1051/epjconf/201714302026
- [151] TRANCOSSI, M. An Overview of Scientific and Technical Literature on Coanda Effect Applied to Nozzles. *SAE Technical Papers* [online]. 2011, **2011**, 2591. Dostupné z: doi:10.4271/2011-01-2591
- [152] MOON, J. H., J. W. LEE, C. H. JEONG a S. H. LEE. Thermal comfort analysis in a passenger compartment considering the solar radiation effect. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2016, **107**, 77–88. ISSN 1290-0729. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2016.03.013
- [153] SEN, S. a M. SELOKAR. Numerical Simulation and Validation of Cabin Aiming and Cool-Down of a Passenger Car. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* [online]. 2016, **9**, 52–61. Dostupné z: doi:10.4271/2016-01-0251
- [154] ZHOU, X., D. LAI a Q. CHEN. Experimental investigation of thermal comfort in a passenger car under driving conditions. *Building and Environment* [online]. 2019, **149**, 109–119. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.12.022
- [155] ČSN EN ISO 9886 *Ergonomie - Hodnocení tepelné zátěže podle fyziologických měření*. 2004
- [156] ZHANG, W., J. CHEN a F. LAN. Experimental study on occupant's thermal responses under the non-uniform conditions in vehicle cabin during the heating period. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* [online]. 2014, **27**(2), 331–339. ISSN 2192-8258. Dostupné z: doi:10.3901/CJME.2014.02.331
- [157] BANDI, P., N. P. MANELIL, M. P. MAIYA, S. TIWARI, A. THANGAMANI a J. L. TAMALAPAKULA. Influence of flow and thermal characteristics on thermal comfort inside an automobile cabin under the effect of solar radiation. *Applied*

- Thermal Engineering* [online]. 2022, **203**, 117946. ISSN 1359-4311. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117946>
- [158] PTAK, T. Particulate concentration in automobile passenger compartments. *Particulate Science And Technology*. 1994, **12**(4), 313–322.
- [159] BARNES, N. M., T. W. NG, K. K. MA a K. M. LAI. In-Cabin Air Quality during Driving and Engine Idling in Air-Conditioned Private Vehicles in Hong Kong. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2018, **15**(4).
- [160] VANDE HEY, J. Experimental and modeling assessment of a novel automotive cabin PM2.5 removal system. *Aerosol Science and Technology*. 2018, **52**(11), 1249–1265.
- [161] PRABAKAR, J., V. MOHAN a K. RAVISANKAR. Evaluation of Low Cost Particulate Matter Sensor for Indoor Air quality Measurement. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*. 2015, **4**(2).
- [162] CHANG, T. B., J. J. SHEU, J. W. HUANG, Y. S. LIN a Ch. Ch. CHANG. Development of a CFD model for simulating vehicle cabin indoor air quality. *Transportation Research Part D: Transport and Environment* [online]. 2018, **62**, 433–440. ISSN 1361-9209. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.trd.2018.03.018>
- [163] CHANG, T. Vehicle air leakage ventilation and its effect on cabin indoor air quality. *Journal of Process Mechanical Engineering*. 2016, **231**(6), 1226–1234.
- [164] CHAN, A. T. a M. W. CHUNG. Indoor-outdoor air quality relationships in vehicle: Effect of driving environment and ventilation modes. *Atmospheric Environment* [online]. 2003, **37**(27), 3795–3808. ISSN 13522310. Dostupné z: doi:[10.1016/S1352-2310\(03\)00466-7](https://doi.org/10.1016/S1352-2310(03)00466-7)
- [165] KATARZYNA, G. Concentrations of carbon dioxide in the cabin of a small passenger car. *Transportation Research Part D: Transport and Environment* [online]. 2011, **16**(4), 327–331. ISSN 13619209. Dostupné z: doi:[10.1016/j.trd.2011.01.005](https://doi.org/10.1016/j.trd.2011.01.005)
- [166] YANG, X., H. YANG, C. OU, Z. LUO a J. HANG. Airborne transmission of pathogen-laden expiratory droplets in open outdoor space. *Science of the Total Environment* [online]. 2021, **773**. ISSN 18791026. Dostupné z: doi:[10.1016/j.scitotenv.2021.145537](https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2021.145537)
- [167] ZHU, S., J. SREBRIC, J. D. SPENGLER a P. DEMOKRITOU. An advanced numerical model for the assessment of airborne transmission of influenza in bus microenvironments. *Building and Environment* [online]. 2012, **47**(1), 67–75. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:[10.1016/j.buildenv.2011.05.003](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.05.003)

- [168] LI, Y., H. QIAN, J. HANG, X. CHEN, P. CHENG, H. LING, S. WANG, P. LIANG, J. LI, S. XIAO, J. WEI, L. LIU, B. J. COWLING a M. KANG. Probable airborne transmission of SARS-CoV-2 in a poorly ventilated restaurant. *Building and Environment* [online]. 2021, **196**. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2021.107788
- [169] MIRZAIE, M., E. LAKZIAN, A. KHAN, M. E. WARKIANI, O. MAHIAN a G. AHMADI. COVID-19 spread in a classroom equipped with partition – A CFD approach. *Journal of Hazardous Materials* [online]. 2021, **420**. ISSN 18733336. Dostupné z: doi:10.1016/j.jhazmat.2021.126587
- [170] WANG, J. X., X. CAO a Y. P. CHEN. An air distribution optimization of hospital wards for minimizing cross-infection. *Journal of Cleaner Production* [online]. 2020, **279**, 123431. Dostupné z: doi:10.1016/j.jclepro.2020.123431
- [171] ABUHEGAZY, M., K. TALAAT, O. ANDEROGLU, S. V. POROSEVA a K. TALAAT. Numerical investigation of aerosol transport in a classroom with relevance to COVID-19. *Physics of Fluids* [online]. 2020, **32**(10). ISSN 10897666. Dostupné z: doi:10.1063/5.0029118
- [172] D'ALICANDRO, A. C., N. MASSAROTTI a A. MAURO. *Aerosol hazards in operating rooms: A review of numerical and experimental studies* [online]. B.m.: Elsevier Ltd. 1. listopad 2021. ISSN 18791964. Dostupné z: doi:10.1016/j.jaerosci.2021.105823
- [173] ZHOU, Y. a S. JI. Experimental and numerical study on the transport of droplet aerosols generated by occupants in a fever clinic. *Building and Environment* [online]. 2021, **187**, 107402. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2020.107402
- [174] ZHANG, Z., T. HAN, K. YOO, J. CAPECELATRO, A. BOEHMAN a K. MAKI. Disease transmission through expiratory aerosols on an urban bus. *Physics of Fluids* [online]. 2021, **33**, 15116. Dostupné z: doi:10.1063/5.0037452
- [175] ARPINO, F., G. CORTELLESSA, G. GROSSI a H. NAGANO. A Eulerian-Lagrangian approach for the non-isothermal and transient CFD analysis of the aerosol airborne dispersion in a car cabin. *Building and Environment* [online]. 2022, **209**. ISSN 03601323. Dostupné z: doi:10.1016/j.buildenv.2021.108648
- [176] CHAUDHRY, S. K. a S. P. ELUMALAI. Exploring the influence of ventilation settings and fan strength on passenger car in-cabin particle number concentration. *Air Quality, Atmosphere & Health* [online]. 2022, **15**(4), 679–690. ISSN 1873-9326. Dostupné z: doi:10.1007/s11869-022-01167-2
- [177] QI, Ch., N. STANLEY, D. Y. H. PUI a T. H. KUEHN. Laboratory and On-Road Evaluations of Cabin Air Filters Using Number and Surface Area Concentration

- Monitors. *Environmental Science & Technology* [online]. 2008, **42**(11), 4128–4132. ISSN 0013-936X. Dostupné z: doi:10.1021/es703216c
- [178] GRADY, M. L., H. S. JUNG, Y. Ch. KIM, J. K. PARK a B. Ch. LEE. Vehicle Cabin Air Quality with Fractional Air Recirculation. In: . 2013.
- [179] ZHANG, T. a Q. CHEN. Novel air distribution systems for commercial aircraft cabins. *Building and Environment* [online]. 2007, **42**(4), 1675–1684. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.02.014
- [180] GAO, N. P. a J. L. NIU. Personalized ventilation for commercial aircraft cabins. *JOURNAL OF AIRCRAFT* [online]. 2008, **45**(2), 508–512. Dostupné z: doi:10.2514/1.30272
- [181] FANGER, P. O., A. K. MELIKOV, H. HANZAWA a J. RING. *Air Turbulence and Sensation of Draught*. 1988.
- [182] PASAOGLU, G., D. FIORELLO a A. MARTINO. *Driving and parking patterns of European car drivers – a mobility survey* [online]. 2012. ISBN 978-92-79-277738-2. Dostupné z: doi:10.2790/7028
- [183] LIANG, M., D. ZHAO, Y. WU, P. YE, Y. WANG, Z. YAO, P. BI, L. DUAN a Y. SUN. Short-term effects of ambient temperature and road traffic accident injuries in Dalian, Northern China: A distributed lag non-linear analysis. *ACCIDENT ANALYSIS AND PREVENTION* [online]. 2021, **153**. ISSN 0001-4575. Dostupné z: doi:10.1016/j.aap.2021.106057
- [184] NUNNELEY, S. A., D. C. READER a R. J. MALDONADO. HEAD-TEMPERATURE EFFECTS ON PHYSIOLOGY, COMFORT, AND PERFORMANCE DURING HYPERTHERMIA. *AVIATION SPACE AND ENVIRONMENTAL MEDICINE*. 1982, **53**(7), 623–628. ISSN 0095-6562.
- [185] GAOUA, N. Cognitive function in hot environments: a question of methodology. *SCANDINAVIAN JOURNAL OF MEDICINE & SCIENCE IN SPORTS* [online]. 2010, **20**(3, SI), 60–70. ISSN 0905-7188. Dostupné z: doi:10.1111/j.1600-0838.2010.01210.x
- [186] ŠÍP, J. *Aplikace rychlostní sondy se žhavenými drátky při měření rychlostního pole za automobilovou vyústkou*. B.m., 2018. b.n.
- [187] MOLČAN, F. *Vliv omezujících stěn na proudění z ventilační vyústky*. B.m., 2018. b.n.
- [188] ETHERIDGE, D. a M. SANDBERG. *Building Ventilation: Theory and Measurement*. John wiley. 1996. ISBN 0-471-96087-X.
- [189] JØRGENSEN, F. *How to measure turbulence with hot-wire anemometers (practical guide)*. 2004.

- [190] PAVELEK, M. a E. JANOTKOVÁ. Research into nonisothermal jets from ventilating outlets using a Mach-Zehnder interferometer. *Journal of flow visualization and image processing*. 2006, **13**(2).
- [191] PAVELEK, M. a E. JANOTKOVÁ. Evaluation of records of flow visualization obtained during research on ventilation. In: *Proceedings of 7th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control*. 2003, s. 61–66.
- [192] SIP, J., F. LIZAL, J. ELCNER, J. POKORNÝ a M. JIČHA. Investigation of the velocity field downstream of a benchmark vent using numerical simulation and hot-wire anemometry. In: *EPJ Web of Conferences*. B.m.: EDP Sciences, 2018.
- [193] POPE, S. B. *Turbulent Flows* [online]. Cambridge: Cambridge University Press, 2000. ISBN 9780521598866. Dostupné z: doi:DOI: 10.1017/CBO9780511840531
- [194] HRUBANOVÁ, K. *Databáze tepelných parametrů oblečení pro systém iHVAC*. B.m.: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. 2017
- [195] JÍČHA, M. *Přenos tepla a látky*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1986. Učební texty vysokých škol.
- [196] POKORNÝ, J. a J. FIŠER. *Databáze dat okrajových podmínek pro validaci simulačního nástroje kabiny. Zpráva k projektu TE01020020 - Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka, WP22: Human Centered Cabin Design, činnost A06: Validace simulačního nástroje kabiny*. 2014.
- [197] MELIKOV, A. a J. B. NIELSEN. *Local Thermal Discomfort Due to Draft and Vertical Temperature Difference in Rooms with Displacement Ventilation*. 1989.
- [198] ABRAMOVICH, G. N. *The Theory of Turbulent Jets*. B.m.: English Translation published by M.I.T. Press, Massachusetts, 1963.
- [199] AMOS, D., R. HANSEN, W. LAU a J. MICHALSKI. Physiological and cognitive performance of soldiers conducting routine patrol and reconnaissance in the tropics. *Military medicine* [online]. 2001, **165**, 961–966. Dostupné z: doi:10.1093/milmed/165.12.961
- [200] NUNNELEY, S. A., P. J. DOWD, L. G. MYHRE, R. F. STRIBLEY a R. C. MCNEE. Tracking-Task Performance during Heat Stress Simulating Cockpit Conditions in High-Performance Aircraft. *Ergonomics* [online]. 1979, **22**(5), 549–555. Dostupné z: doi:10.1080/00140137908924639
- [201] BELL, C. R., K. A. PROVINS a R. W. HIORNS. VISUAL AND AUDITORY VIGILANCE DURING EXPOSURE TO HOT AND HUMID CONDITIONS. *Ergonomics* [online]. 1964, **7**(3), 279–288. Dostupné z: doi:10.1080/00140136408930747

- [202] DORIZAS, P. V., M. D. GROOTE a J. VOLT. The inner value of a building. Linking indoor environmental quality and energy performance in building regulation. In: . 2018.
- [203] SCHLESINGER, S., R. CROSBIE, R. GAGNE, G. INNIS a C. S. LALWANI. Terminology for model credibility. *SIMULATION* [online]. 1979, **32**(3), 103–104. Dostupné z: doi:10.1177/003754977903200304
- [204] SIP J., POKORNY J., FISER J., LIZAL F. a JICHA M. New ventilation schemes of car cabin evaluated by CFD simulations. *EPJ Web Conf.* [online]. 2022, **269**, 1056. Dostupné z: doi:10.1051/epjconf/202226901056
- [205] FIŠER, J., J. POKORNÝ, M. VATÚCH a M. KAPJOR. *Větrání a klimatizace - návody k laboratorním úlohám*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2020.



# SEZNAM VLASTNÍ PUBLIKAČNÍ ČINNOSTI A OSTATNÍCH VAV VÝSLEDKŮ

## Publikace v impaktovaných časopisech:

SÍP, J.; LÍZAL, F.; POKORNÝ, J.; ELCNER, J.; JEDELSKY, J.; JÍCHA, M. Automotive cabin vent: Comparison of RANS and LES approaches with analytical-empirical equations and their validation with experiments using hot-wire anemometry. *Building and Environment* [online]. 2023, 110072 [vid. 2023-02-10]. ISSN 0360-1323. Dostupné z: doi:10.1016/J.BUILDENV.2023.110072 (in print)

## Recenzované publikace v databázi SCOPUS:

ŠÍP, J.; POKORNÝ, J.; FIŠER, J.; LÍZAL, F.; JÍCHA, M. Hodnocení nových způsobů klimatizování kabiny automobilu z hlediska tepelného komfortu v letním období. *Vytápění, větrání, instalace*, 2021, č. 4, s. 205-209. ISSN: 1210-1389.

## Konferenční publikace:

ŠÍP, J.; POKORNÝ, J.; FIŠER, J.; LÍZAL, F.; JÍCHA, M. *Návrh alternativních způsobů větrání kabin osobních automobilů s využitím metod numerických simulací*. Simulace budov a techniky prostředí. Brno: 2020. ISBN: 978-80-907423-1-4.

ŠÍP, J.; POKORNÝ, J.; FIŠER, J.; LÍZAL, F.; JÍCHA, M. *New ventilation schemes of car cabin evaluated by CFD simulations*. Františkovy Lázně: 2019. s. 1-4.

ŠÍP, J.; LÍZAL, F.; ELCNER, J.; POKORNÝ, J.; JÍCHA, M. Investigation of the velocity field downstream of a benchmark vent using numerical simulation and hot-wire anemometry. In EPJ Web of Conferences. EPJ Web of Conferences. EDP Sciences, 2018. s. 1-6. ISSN: 2100-014X.

### **Ostatní vlastní publikace:**

CEJPEK, O.; ŠÍP, J.; MALÝ, M.; JEDELSKÝ, J.; TOMÁŠ, Z. Analysis of velocity profile measurements obtained by different methods in low-speed , small-scale wind tunnel. 2020. s. 72-79.

### **Funkční vzorky:**

FIŠER, J.; PECH, O.; POKORNÝ, J.; ŠÍP, J.; KOPEČKOVÁ, B.; KOŽUŠNÍK, M.: CV a FV system; SYSTÉM DISTRIBUČNÍCH ELEMENTŮ PRO FLEXIBILNÍ HVAC. Laboratoř klimatické komory, budova D5, areál FSI VUT v Brně, Technická 2, 61669 Brno. (funkční vzorek)

KOPEČKOVÁ, B.; FIŠER, J.; PECH, O.; POKORNÝ, J.; ŠÍP, J.; TOMA, R.; WAN, Q.; JANÍČKOVÁ, Ž.: BATTERY SIMULATOR. Laboratoř klimatické komory, budova D5, areál FSI VUT v Brně, Technická 2, 61669 Brno. (funkční vzorek)

KOPEČKOVÁ, B.; FIŠER, J.; PECH, O.; POKORNÝ, J.; ŠÍP, J.; TOMA, R.; WAN, Q.; JANÍČKOVÁ, Ž.: CABIN SIMULATOR. Laboratoř klimatické komory, budova D5, areál FSI VUT v Brně, Technická 2, 61669 Brno. (funkční vzorek)

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Rozměr	Veličina
$a$	[-]	součinitel vířivosti
$a$	[-]	absorptivita
$Ar_0$	[-]	Archimédovo číslo
$B$	[-]	koeficient prostředí
$C$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku sdíleného prouděním
$C_i$	$[kg \cdot m^{-3}]$	koncentrace plynu v daném bodě prostoru
$C_{res}$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku sdíleného prouděním při dýchání
$C_w$	[-]	konstanta modelu WALE
$D$	[m]	charakteristický rozměr
$DR$	[%]	stupeň obtěžování průvanem
$D_0$	$[m^2]$	ekvivalentní průměr vyústky
$E$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku odpařováním z kůže
$EHT$	$[^{\circ}C]$	ekvivalentní teplota
$E_{res}$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku odpařováním při dýchání
$f$	[N]	vnější objemová síla
$f_{cl}$	[-]	povrchový faktor oděvu
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	tíhové zrychlení
HRE	[-]	koeficient účinnosti odvodu tepla
$h$	[m]	délka vyústky
$h_0$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přenosu tepla konvekcí a radiací z povrchu těla

$K$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku sdíleného vedením
$k$	$[m^2 \cdot s^{-2}]$	turbulentní kinetická energie
$K_S$	$[-]$	konstanta vyústky
$L$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku odváděného z lidského těla do okolí
$l_0$	$[m]$	charakteristický rozměr vyústky
$M$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrná energetická produkce metabolismu
$O$	$[m]$	obvod průřezu proudu
$p$	$[Pa]$	tlak
$p_a$	$[Pa]$	parciální tlak vodní páry
$p_s''$	$[Pa]$	parciální tlak vodní páry v nasyceném vzduchu při $\bar{t}_s$
$PMV$	$[-]$	předpověď středního tepelného pocitu
$PPD$	$[-]$	předpověď procentuálního podílu nespokojených
$\dot{q}$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku
$\dot{q}_{RC}$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku přenášeného radiací a konvekcí
$\dot{q}_{virtual}$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku určená metodou CFD
$R$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku sdíleného radiací
$R_{cl}$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	tepelný odpor oděvu
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$R_{oděv celkový}$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	celkový tepelný odpor vrstvou oděvu
$R_\alpha$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	tepelný odpor konvekcí na vnější straně oděvu
$R_{\lambda, oděv}$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	tepelný odpor kondukcí oděvu
$R_{\lambda, oděv celkový}$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	celkový tepelný odpor kondukcí oděvu
$R_{\lambda, vzduch}$	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	tepelný odpor kondukcí vzduchové vrstvy
$r$	$[-]$	reflektivita
$S$	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku akumulovaného v těle člověka

$S_0$	$[m^2]$	plocha proudu z vyústky
$S_C$	$[m^2]$	jmenovitý průřez vyústky
$S_F$	$[m^2]$	volný průřez vyústky
$t$	$[s]$	čas
$t$	$[-]$	transmisivita
$T$	$[K]$	termodynamická teplota
$t_a$	$[°C]$	teplota vzduchu
$t_{cl}$	$[°C]$	teplota povrchu oděvu
$t_s$	$[°C]$	povrchová teplota těla
$T_u$	$[%]$	intenzita turbulence
$t_0$	$[°C]$	operativní teplota
$\bar{t}_r$	$[°C]$	střední radiační teplota
$\bar{t}_s$	$[°C]$	střední povrchová teplota pokožky
$u$	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
$u_m$	$[m \cdot s^{-1}]$	osová rychlost
$u_{Mean}$	$[m \cdot s^{-1}]$	průměrná magnituda rychlosti
$u_{RMS}$	$[m \cdot s^{-1}]$	fluktuace rychlosti
$u_{RMS,x}$	$[m \cdot s^{-1}]$	fluktuace rychlosti ve směru osy x
$u_0$	$[m \cdot s^{-1}]$	výtoková rychlost
$\overline{u_s}$	$[m \cdot s^{-1}]$	průměrná rychlost v dané rovině
$V$	$[m^3]$	objem větraného prostoru
$\dot{V}_p$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový tok přiváděného vzduchu
$W$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrná mechanická práce
$w$	$[m]$	šířka vyústky
$x$	$[m]$	souřadnice osy x
$x_k$	$[m]$	délka krajní oblasti
$x_0$	$[m]$	vzdálenost pólu proudu od vyústky
$\bar{x}$	$[m]$	vzdálenost od pólu proudu

$y$	[m]	souřadnice osy y
$z$	[m]	souřadnice osy z

### Řecké symboly

$\alpha$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	součinitel teplotní vodivosti
$\alpha$	[°]	úhel okraje proudu v transversální rovině
$\alpha$	[-]	součinitel zúžení
$\alpha_{cal}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	kombinovaný součinitel přenosu tepla určený z reálné kalibrace
$\alpha_{cl}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel přestupu tepla na vnější straně oblečení
$\alpha_{neoblečené}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	kombinovaný součinitel přenosu tepla z kalibrace neoblečených částí manekýna
$\alpha_{virtual}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	virtuální součinitel přestupu tepla
$\alpha_{vstup,oděv}$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	vstupní součinitel přenosu tepla segmentu pro CFD simulace
$\beta$	[°]	úhel okraje proudu ve vertikální rovině
$\gamma$	[°]	úhel rozevření proudu ve vertikální rovině
$\delta$	[°]	úhel rozevření proudu v transversální rovině
$\varepsilon$	[-]	emisivita
$\epsilon$	[-]	index efektivity větrání
$\theta$	[°]	úhel sklonu osy proudu v transversální rovině určený z maximálních rychlostí
$\kappa$	[-]	poměr volného průřezu vyústky a jmenovitého průřezu
$\kappa$	[-]	konstanta modelu WALE
$\lambda$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	součinitel tepelné vodivosti
$\mu_t$	[Pa·s]	turbulentní viskozita
$\nu$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\sigma_t$	[-]	turbulentní Prandtlovo číslo

$\tau_A$	[s]	index stáří vzduchu
$\tau_{ij}$	[Pa]	Reynoldsova napětí
$\tau_n^a$	[s]	časová konstanta
$\tau_t$	[Pa]	turbulentní napětí
$\phi$	[°]	úhel sklonu osy proudu ve vertikální rovině určený z rozevření
$\psi$	[°]	úhel sklonu osy proudu ve vertikální rovině určený z maximálních rychlostí
$\varphi$	[°]	úhel sklonu osy proudu ve vertikální rovině určený z rozevření
$\omega$	[°]	úhel sklonu osy proudu v transversální rovině určený z rozevření

<b>Zkratka</b>	<b>Význam</b>
AoA	Index stáří vzduchu
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers
CDV	Cabin displacement ventilation
CFD	Computational Fluid Dynamics
CRL	Climatic Research Lab
CS	Maketa kabiny
CTA	Constant Temperature Anemometry
CTM	Computational thermal manikin
CV	Ceiling ventilation
DES	Detached eddy simulation
DKZ	Digram komfortních zón
EDS	Energeticko-disperzní rentgenové spektrometrie
FSI	Fakulta strojního inženýrství
FV	Floor ventilation
GIT	Test nezávislosti sítě
HEPA	High efficiency particulate arrestance
HFL	Harvard Fatigue Lab
HV	Hybrid ventilation
HVAC	Heating, ventilation, and air conditioning
HWA	Hot Wire Anemometry
IAQ	Indoor Air Quality
IEQ	Indoor Environmental Quality
LDA	Laser Doppler Anemometry
LES	Large Eddy Simulation
LMCV	Low momentum ceiling ventilation
MTR	Multiband Thermal Radiation
MTV	Mean Thermal Vote
MV	Mixing ventilation

N–S	Navierova-Stokosova rovnice
OP	Okrajová podmínka
PIV	Particle Image Velocimetry
PM	Particulate Matter
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes
RST	Reynold Stress Turbulence
SGS	Sub-Grid Scale
SST	Shear Stress Transport
SV	Kouřová vizualizace
S2S	Surface-to-Surface model
TSV	Thermal Sensation Vote
TVOC	Těkavá organická sloučenina
URANS	Unsteady Reynolds-averaged Navier–Stokes
USARIEM	U. S. Army Research Institute of Environmental Medicine
VAV	Věda a výzkum



## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Faktory IEQ a jejich dopad na člověka. Upraveno z [202] .....	16
Obr. 1.2 Faktory ovlivňující tepelný komfort. Upraveno z [38] .....	19
Obr. 1.3 Termoregulační reakce lidského těla.....	23
Obr. 1.4 Ukazatel PPD jako funkce ukazatele PMV. Upraveno z [43].....	27
Obr. 1.5 Tepelný pocit v závislosti na rychlosti proudění a operativní teplotě. Převzato a upraveno z [65] podle [64].....	29
Obr. 1.6 Výzkumný ústav USARIEM, 1972. Zleva: James Bogart a jím vyvinutý manekýn pro vodní prostředí, Harwood E. Belding a tepelný manekýn Chauncy, Ralph F. Goldman, první manekýn s možností měření výparného odporu oděvu a Robert J. Breckenridge. Převzato z [78] .....	35
Obr. 2.1 Schéma volného proudu.....	40
Obr. 3.1 Fáze modelování a simulace, role VaV. Převzato a upraveno z [203] .....	51
Obr. 4.1 Umístění rovin [123] .....	53
Obr. 4.2 a) Experimentálně naměřené vektory rychlosti, b) interpolované hodnoty vektorů rychlosti. Výsledky jsou pro rovinu A (aktivní pouze čtyři vyústky v palubní desce) pro zmenšený model. Převzato a upraveno z [123] .....	54
Obr. 4.3 Výsledky CFD simulace pro rovinu A [123] .....	54
Obr. 4.4 a) Experimentálně naměřené vektory rychlosti b) interpolované hodnoty vektorů rychlosti. Výsledky jsou pro rovinu A (aktivní pouze čtyři vyústky v palubní desce) pro reálnou kabinu automobilu. Převzato a upraveno z [124].....	55
Obr. 4.5 Interpolované vektory rychlosti pro rovinu A s figurínami [124] .....	56
Obr. 4.6 Detaily modelu [128].....	57
Obr. 4.7 Rychlostní pole v rovině jdoucí středem vyústky u řidiče a) PIV měření vpravo b) výsledky numerické simulace. Převzato a upraveno z [128].....	58

Obr. 4.8 a) Pokles maximální rychlosti (kruh – PIV, čtverec – CFD) b) vybrané rychlostní profily [128] .....	58
Obr. 4.9 Rychlostní pole a rychlostní profily v rovině procházející středem sedadla řidiče [130].....	59
Obr. 4.10 Rychlostní pole středem sedadla řidiče [130] .....	59
Obr. 4.11 Validace dat a) řez středem sedadla řidiče, b) řez středem kabiny .....	60
Obr. 4.12 Rychlostní pole pro režim: a) panelových vyústek b) defrostových vyústek c) nožních vyústek [131].....	60
Obr. 4.13 Rychlostní pole pro defrostový režim. Rovina jdoucí středem sedadla spolujezdce [131].....	61
Obr. 4.14 Varianty přívodního kanálu a) rovný kanál b) kanál s kolenem c) koleno s usměrňovacími lamelami [133] .....	61
Obr. 4.15 Souřadnicový systém a orientace úhlů směřování ve vertikální rovině (a, c) a v horizontální rovině (b, d) [133].....	62
Obr. 4.16 Rychlostní profily. Vlevo je zobrazen rychlostní profil pro horizontální rovinu, vpravo poté pro rovinu vertikální [134] .....	63
Obr. 4.17 Průběh intenzity turbulence a) horizontální rovina b) vertikální rovina [134]...	63
Obr. 4.18 Jednotlivé typy přívodu vzduchu, a) MV, b) CDV, c) LMCV, d) HV [137] ....	64
Obr. 4.19 a) rychlost, b) teplota distribuce vzduchu pro jednotlivé varianty [137] .....	65
Obr. 4.20 Ukázka personalizované vyústky [139] .....	66
Obr. 4.21 Přehled nastavení směřování vyústek [153] .....	72
Obr. 9.1 Experimentální trať – varianta stěnového proudu. Plochy obestavění jsou graficky zvýrazněny [103]. .....	90
Obr. 9.2 a) geometrie volného proudu, b) varianta stěnového proudu [103] .....	91
Obr. 9.3 a) detail modelu vyústky, b) příčný průřez vertikálních a horizontálních lamel umístěných ve vyústce. Převzato a upraveno z [103].....	91
Obr. 9.4 Definice souřadného systému, přehled definovaných rovin a umístění vyhodnocovaných profilů. Převzato a upraveno z [103].....	92
Obr. 9.5 Úhly směřování. Převzato a upraveno z [103].....	93
Obr. 9.6 Detail výpočetní sítě pro metodu RANS citace dodat [103].....	99
Obr. 9.7 a) Test nezávislosti sítě, b) umístění bodů pro vyhodnocení GIT. Převzato a upraveno z [103].....	100

Obr. 9.8 Úhly směřování. Převzato a upraveno z [103].....	101
Obr. 9.9 Porovnání bezrozměrného poklesu osově rychlosti. Převzato a upraveno z [103] .....	102
Obr. 9.10 Rychlostní profily. Převzato a upraveno z [103].....	103
Obr. 9.11 Srovnání poklesu osově rychlosti pro obě měřené varianty [103].....	105
Obr. 9.12 Detail rychlostního pole získaného metodou LES – vertikální rovina [103]....	107
Obr. 9.13 Intenzita turbulence ve směru x. Převzato a upraveno z [103].....	108
Obr. 9.14 Porovnání průběhu intenzity turbulence ve směru x. Převzato a upraveno z [103] .....	109
Obr. 9.15 Archimédovo číslo funkcí teploty a rychlosti přiváděného vzduchu pro hodnotu okolního vzduchu 22 °C. Barevná oblast značí izotermní chování přiváděného vzduchu – setrvačné síly dominují nad gravitačními. Převzato a upraveno z [103].....	111
Obr. 10.1 3D model kabiny s hliníkovým rámem v softwaru Rhinoceros 3D.....	116
Obr. 10.2 Geometrie tepelného manekýna v pozici, v jaké byl umístěn do makety automobilu. Barevně je zvýrazněno členění jednotlivých částí manekýna.....	117
Obr. 10.3 Koncept větrání MV. Palubní (zelená), defrostové (žlutá) a nožní (modrá) vyústky s přívodními kanály, výstupní kanál (růžová). .....	118
Obr. 10.4 a) Detail fyzické vyústky, b) model vyústky pro CFD .....	119
Obr. 10.5 Koncept větrání CV. Přívodní potrubí (zelená), stropní distributor (černá), perforovaná mřížka (žlutá), outlet (růžová). .....	119
Obr. 10.6 Detailní popis stropního distributoru.....	120
Obr. 10.7 Geometrie pro optimalizaci průtoku stropní vyústkou metodou CFD .....	121
Obr. 10.8 Přehled procentuálního dělení hmotnostních toků jednotlivými otvory pro a) přední vyústka, b) zadní vyústka.....	122
Obr. 10.9 Koncept větrání FV. a) klasické uspořádání interiéru, b) flexibilní interiér. Přední vyústky u varianty b) jsou otočeny spolu se sedadly .....	122
Obr. 10.10 a) Fyzická maketa umístěná v klimatické komoře během testu. V popředí je vidět HVAC jednotku, která je spojena pomocí izolovaných vzduchovodů s maketou automobilu. Uvnitř makety se nachází tepelný manekýn. B) Ovládací panel HVAC jednotky. ....	123
Obr. 10.11 a) Elektrokotel – zdroj tepla pro HVAC jednotku, b) HVAC jednotka s TMS, v pozadí kondenzátor.....	124

Obr. 11.1 a) Tepelný manekýn Newton umístěný v maketě automobilu, b) vertikální umístění měřicích zařízení na úrovni předních sedadel .....	126
Obr. 11.2 Letní test – průběh teplot .....	128
Obr. 11.3 Označení jednotlivých vyústek (přední pohled) [204] .....	129
Obr. 11.4 Zimní test – průběh teplot.....	130
Obr. 12.1 Geometrie pro virtuální kalibraci tepelného manekýna. Tlaková OP (oranžová barva), rychlostní OP (červená barva) o velikosti $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Ostatní obvodové plochy nastaveny jako OP typu stěna. ....	134
Obr. 12.2 Průběhy hustot tepelných toků jednotlivých částí manekýna během CFD simulace .....	136
Obr. 12.3 Srovnání součinitelů přestupu tepla z experimentálního měření a ze CFD simulace. Experimentální data byla převzata z [194] .....	137
Obr. 12.4 Průběh emisivity v závislosti na vlnové délce pro plexisklo – určeno experimentálně .....	140
Obr. 12.5 Výpočetní síť a) lokální zjemnění sítě, b) detail objemové sítě v oblasti před vyústkou, c) objemová síť, řez středem sedadla řidiče, d) detail objemové sítě v oblasti hlavy manekýna.....	141
Obr. 12.6 a) experimentální data, b) výsledky CFD simulace, c) porovnání průběhů EHT pro oba použité přístupy.....	143
Obr. 12.7 a) experimentální data, b) výsledky CFD simulace, c) porovnání průběhů EHT pro oba použité přístupy.....	145
Obr. 12.8 GIT pro varianty a) letní případ, b) zimní případ .....	146
Obr. 13.1 Vliv ostatních cestujících na tepelný komfort řidiče a) letní případ, b) zimní případ .....	150
Obr. 13.2 a) Tepelný výkon jednotlivých manekýnů b) označení manekýnů (LF – left front, ostatní analogicky) .....	150
Obr. 13.3 Flexibilní interiér.....	151
Obr. 13.4 Tepelný manekýn v letním oděvu [205] .....	153
Obr. 13.5 Objemová síť středem sedadel na straně řidiče a) koncept větrání CV s vyznačeným detailem sítě b) koncept větrání FV s vyznačeným detailem sítě.....	155
Obr. 13.6 Letní případ, klasické uspořádání interiéru .....	157
Obr. 13.7 GIT pro letní podmínky, klasický interiér, koncept větrání MV (S_Normal_MV) .....	158

Obr. 13.8 Zimní případ, klasické uspořádání interiéru .....	159
Obr. 13.9 Letní případ, flexibilní interiér .....	160
Obr. 13.10 Zimní případ, flexibilní interiér .....	162
Obr. 14.1 Oblast vyhodnocení AoA .....	167
Obr. 14.2 AoA pro letní případ, klasické uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo.....	169
Obr. 14.3 AoA pro letní případ, flexibilní uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo.....	171
Obr. 14.4 AoA pro zimní případ, klasické uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo.....	172
Obr. 14.5 AoA pro zimní případ, flexibilní uspořádání interiéru, rovina středem sedadla řidiče vlevo, rovina ve výšce nosu vpravo.....	174
Obr. B. 1 Optimalizace tvaru usměřňovacích prvků za účelem zrovnoměnění průtoku – část 1 .....	224
Obr. B. 2 Optimalizace tvaru usměřňovacích prvků za účelem zrovnoměnění průtoku – část 2 .....	225
Obr. B. 3 Výsledné rychlostí pole pro jednotlivé geometrické varianty .....	226
Obr. C. 1 S_Normal_MV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	230
Obr. C. 2 S_Normal_CV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	231
Obr. C. 3 S_Normal_FV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	232
Obr. C. 4 W_Normal_MV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	233
Obr. C. 5 W_Normal_CV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	234
Obr. C. 6 W_Normal_FV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	235
Obr. C. 7 S_Flexi_MV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	236
Obr. C. 8 S_Flexi_CV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	237
Obr. C. 9 S_Flexi_FV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	238
Obr. C. 10 W_Flexi_MV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	239
Obr. C. 11 W_Flexi_CV – skalární pole středem sedadla řidiče .....	240
Obr. C. 12 W_Flexi_FV – skalární pole středem sedadla řidiče.....	241

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Srovnání stupnic pro určení tepelného komfortu .....	24
Tab. 1.2 Koeficienty pro určení operativní teploty .....	28
Tab. 5.1 Přehled publikací zabývajících se prouděním v kabinách dopravních prostředků	80
Tab. 9.1 Střední kvadratická odchylka (RMSE) pro pokles osově rychlosti (CTA výsledky jsou považovány za přesné) .....	107
Tab. 11.1 Letní případ – časový průběh testu.....	128
Tab. 11.2 Výsledky z letního testu – okrajové podmínky pro CFD .....	129
Tab. 11.3 Zimní případ – časový průběh testu .....	130
Tab. 11.4 Výsledky zimního testu – okrajové podmínky pro CFD .....	131
Tab. 12.1 Letní případ – přehled teplot v charakteristických bodech .....	143
Tab. 12.2 Zimní případ – přehled teplot v charakteristických bodech .....	145
Tab. 13.1 Matice modelovaných scénářů .....	152
Tab. 13.2 Nastavení okrajových podmínek pro HVAC – letní případ .....	154
Tab. 13.3 Nastavení okrajových podmínek pro HVAC – zimní případ .....	154
Tab. 14.1 AoA pro letní případ, klasické uspořádání interiéru, výsledky v sekundách...	168
Tab. 14.2 AoA pro letní případ, flexibilní uspořádání interiéru, výsledky v sekundách .	170
Tab. 14.3 AoA pro zimní případ, klasické uspořádání interiéru, výsledky v sekundách .	171
Tab. 14.4 AoA pro zimní případ, flexibilní uspořádání interiéru, výsledky v sekundách	173
Tab. A. 1 CTA – relativní nejistota měření pro rychlost $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [186].....	221
Tab. A. 2 Úhly směřování – porovnání jednotlivých metod [103] .....	222
Tab. B. 1 Přehled tepelně izolačních vlastností použitých materiálů a složených stěn kabiny automobilu .....	227
Tab. B. 2 Přehled OP částí makety pro letní i zimní případ .....	228
Tab. B. 3 Přehled OP VTM na pozici LF, ostatní pozice analogicky .....	229





# PŘÍLOHY



# A

Tab. A. 1 CTA – relativní nejistota měření pro rychlost  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [186]

Zdroj nejistoty	Vstupní veličina	Hodnota vstupní veličiny	Vztah pro výpočet dílčí nejistoty	Hodnota dílčí nejistoty
Kalibrace	$\Delta u_{calibrator}$	$\pm 1\%$ $\pm 0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	$u_{cal} = \frac{1}{100} \cdot STDV(u_{calibrator}(\%))$	0,02
Linearizace	$\Delta u_{fit}$	0,5 %	$u_{lin} = \frac{1}{100} \cdot STDV(\Delta u_{fit}(\%))$	0,005
Rozlišení A/D převodníku	$E_{A/D}$ $n$ $\frac{\partial U}{\partial E}$	10 V 16 bit $20,5 \frac{\text{m}}{\text{s}\cdot\text{V}}$	$u_{res} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{E_{A/D}}{2^n} \cdot \frac{\partial U}{\partial E}$	0,0002
Poloha sondy	$\theta$	$1^\circ$	$u_{pos} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot (1 - \cos\xi)$	0,00009
Změna teploty drátku	$\Delta T$ $T_w - T_0$ $A$ $B$	5 K 180 K 0,9216 1,3485	$u_{tep} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{\Delta T}{T_w - T_0} \cdot \sqrt{\left(\frac{A}{B} \cdot \frac{1}{\sqrt{U}} + 1\right)}$	0,0018
Změna teploty okolí	$\Delta T$	5 K	$u_{\rho,T} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \Delta\rho_T = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\Delta T}{273}$	0,0106
Změna atm. tlaku	$P_0$ $\Delta P$	98 500 Pa 1,527 kPa	$u_{\rho,P} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{P_0}{P_0 + \Delta P}\right)$	0,006
Změna vlhkosti	$\Delta P_{wv}$	0,936 kPa	$u_{vlh} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1}{U} \cdot \frac{\partial U}{\partial P_{wv}} \cdot \Delta P_{wv}$	0,0032
Celková relativní rozšířená nejistota: $u_{celk} = 2 \cdot \sqrt{\sum u(y_i)^2} = 0,048 = 4,8 \%$				

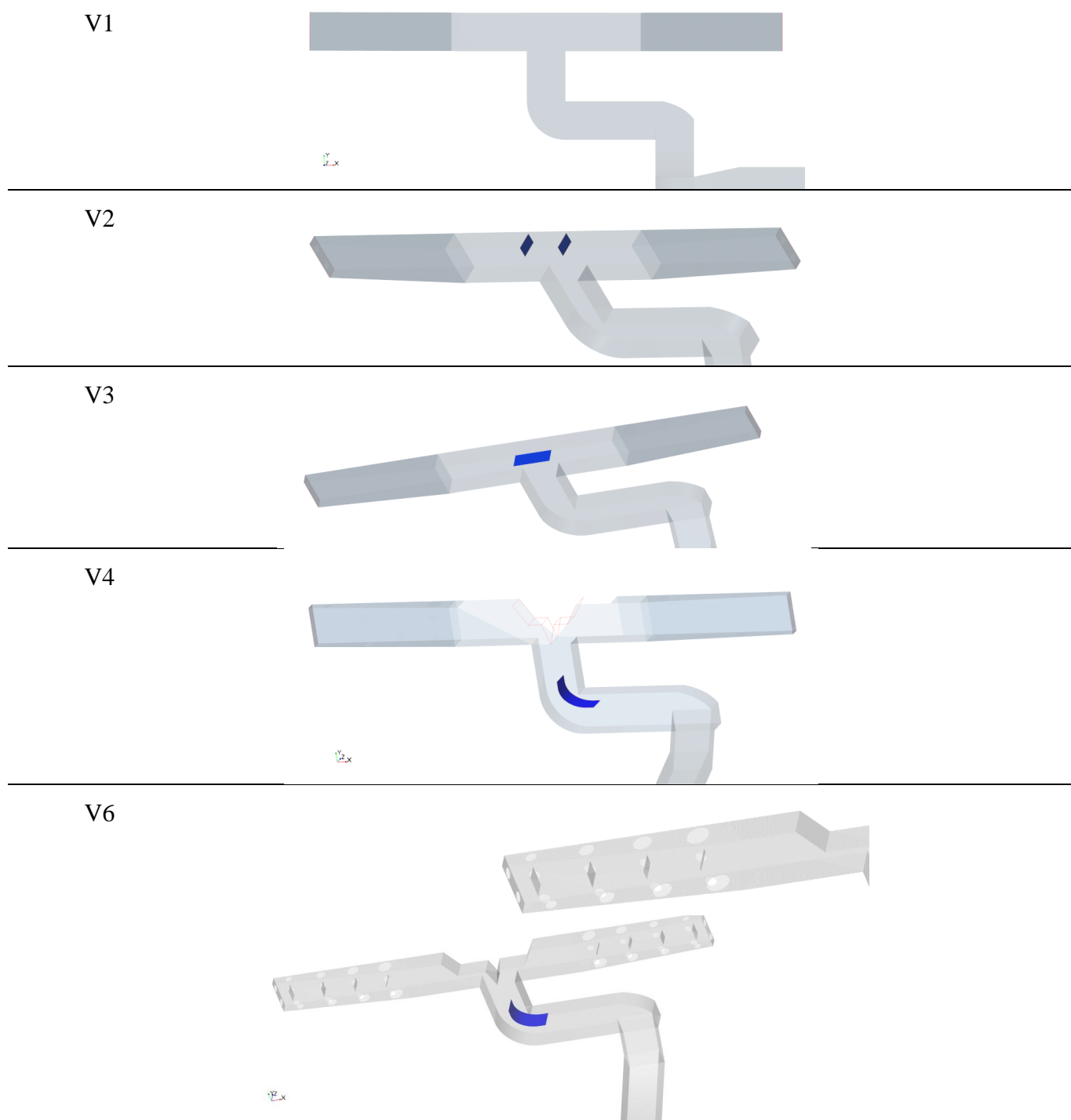
Tab. A. 2 Úhly směřování – porovnání jednotlivých metod [103]

	Volný proud				Stěnový proud			
	CTA	SV	CFD		CTA	SV	CFD	
			RANS	LES			RANS	LES
xy (°)								
+ $\alpha$	2.2	2.7	5.08	6.23	5.5	2.5	7.9	11.8
- $\alpha$	- 11.5	- 8.5	- 7.2	- 7.57	- 7.6	- 5.0	- 7.1	- 5.7
$\delta$	13.7	11.2	12.3	13.80	13.1	7.5	15.0	17.5
$\omega$	- 4.6	- 2.9	- 1.1	- 0.67	- 1.1	- 1.3	0.4	3.1
$\theta$	- 8.3	-	- 4.1	- 5.1	- 5.2	-	- 3.6	- 4.7
xz (°)								
+ $\beta$	- 2.5	0.7	- 0.6	2.6	- 0.5	2.9	1.0	7.3
- $\beta$	- 20.7	- 17.2	- 18.4	- 20.0	- 19.6	- 16.8	- 17.7	- 19.4
$\gamma$	23.2	17.9	19.0	22.7	20.1	19.7	18.7	26.6
$\Phi$	- 9.1	- 8.4	- 8.9	- 8.7	- 9.6	- 7.2	- 8.4	- 6.1
$\Psi$	- 10.3	-	- 10.4	- 7.0	- 10.6	-	- 8.9	- 7.0

## ALGORITMUS PRO URČENÍ POLOHY PÓLU PROUDU

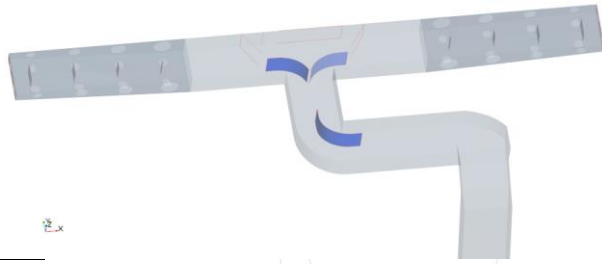
Délka krajní oblasti byla určena dle vztahu (2.1). Poloha pólu proudu byla určena z naměřených dat dle následujícího algoritmu. V každé z 36 naměřených rovin byla nalezena poloha maximální rychlosti a okraje proudu určena jako 10 % z příslušné maximální rychlosti pro danou frontální rovinu. Pól proudu byl určen z frontálních rovin hlavní oblasti proudu (tj. roviny č. 26–36, se vzdáleností 300–500 mm od počátku souřadného systému). Poloha pólu proudu byla určena pomocí 12 bodů na okraji proudu pro každou frontální rovinu (body byly určeny svislou rovinou, další roviny byly skloněny vždy o 30° vůči předcházející rovině). Poté byla provedena lineární regrese ve 3D prostoru mezi frontálními rovinami v hlavní oblasti pro určení osy proudu (proložením maximálních rychlostí) a celkem dvanácti obrysových přímkou proudu. Zdanlivý průsečík 12 přímek s osou proudu byl poté určen na základě metody nejmenších čtverců, přičemž souřadnice  $x$  tohoto průsečíku je rovna vzdálenosti pólu proudu.

# B

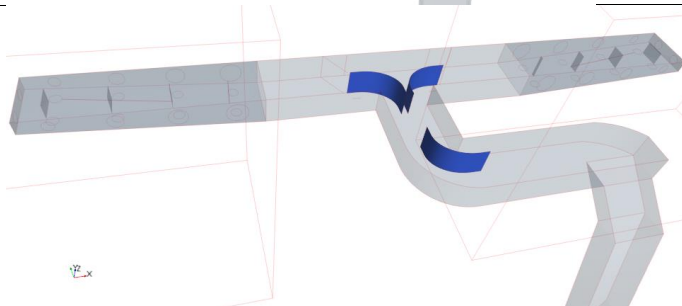


Obr. B. 1 Optimalizace tvaru usměřovacích prvků za účelem zrovnomenění průtoku – část 1

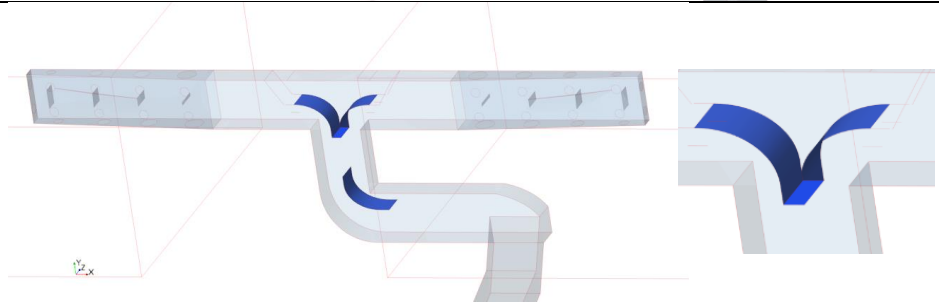
V8



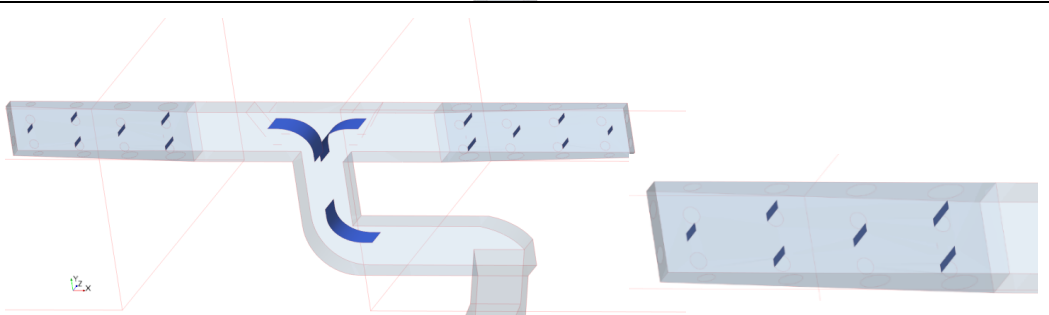
V9



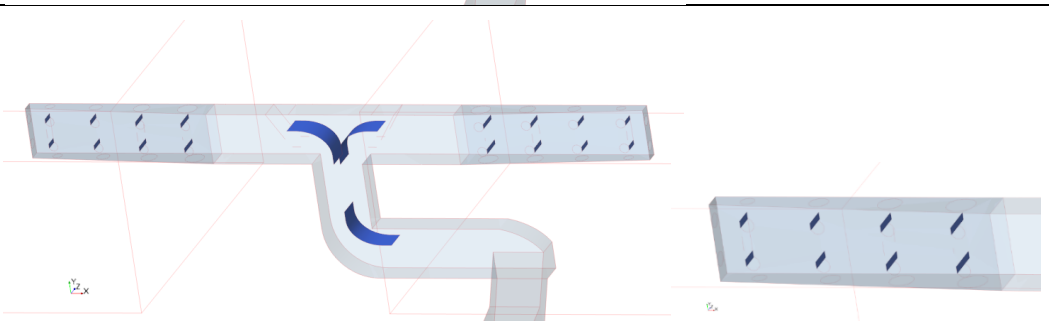
V14



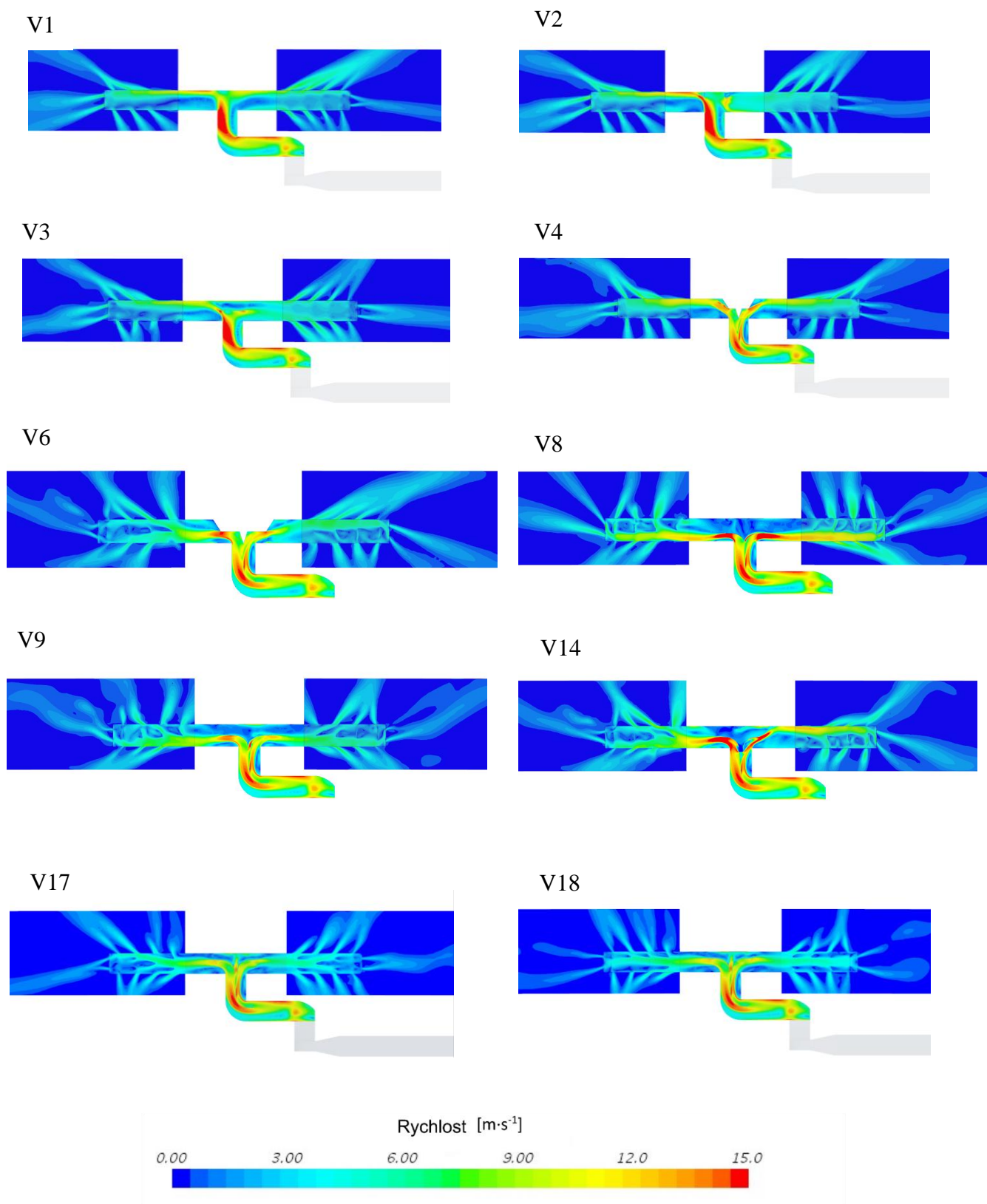
V17



V18



Obr. B. 2 Optimalizace tvaru usměrňovacích prvků za účelem zrovnoměnění průtoku  
– část 2



Obr. B. 3 Výsledné rychlostí pole pro jednotlivé geometrické varianty

Tab. B. 1 Přehled tepelně izolačních vlastností použitých materiálů a složených stěn kabiny automobilu

Konstrukce	Plocha m <sup>2</sup>	Odpor konstrukce				Tepelná izolace				
		Materiál -	d mm	$\lambda$ W·m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	R m <sup>2</sup> K·W <sup>-1</sup>	Materiál -	d mm	$\lambda$ W·m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	R m <sup>2</sup> K·W <sup>-1</sup>	R <sub>konstr</sub> m <sup>2</sup> K·W <sup>-1</sup>
Čelní okno	0,672				0,032					
Zadní sklo	0,381	Plexisklo	6	0,19	0,032	-	-	-	-	0,0316
Boční okna	1,162				0,032					
Podlaha	3,235	Překližka	18	0,13	0,138	-	-	-	-	0,1385
Sloupky	0,916	Hliník	45	237,00	0,0002	-	-	-	-	0,0002
Střecha	1,866				0,030					
Dveře boční	2,462				0,030					
Zadní dveře	0,43	PVC	6	0,20	0,030	XPS	20	0,037	0,548	0,5779
Palubní deska	1,132				0,030					
Dělicí stěna	0,53				0,030					

Tab. B. 2 Přehled OP částí makety pro letní i zimní případ

Název	R [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	λ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	T [°C]	T [°C]	Emisivita			
			Léto	Zima	Vnější		Vnitřní	
					K <sup>101</sup>	D <sup>102</sup>	K	D
Cabin_Windshield	0,032	115	30	-20	0,3	0,95	0,3	0,95
Cabin_Window_front_left			30	-20				
Cabin_Window_front_right			30	-20				
Cabin_Window_rear_left			30	-20				
Cabin_Window_rear_right			30	-20				
Cabin_Window_rear			30	-20				
Cabin_Door_rear	0,578	115	30	-20	0,9		0,97	
Cabin_Door_rear_left			30	-20				
Cabin_Door_rear_right			30	-20				
Cabin_Door_front_left			30	-20				
Cabin_Door_front_right			30	-20				
Cabin_Floor	0,138	11,2	30	-20			0,9	
Cabin_Dashboard	0,578	115	30	-20			0,97	
Cabin_Pillar_A_left	0,00019	115	30	-20	0,1		0,1	
Cabin_Pillar_A_right			30	-20				
Cabin_Pillar_B_left			30	-20				
Cabin_Pillar_B_right			30	-20				
Cabin_Pillar_C_left			30	-20				
Cabin_Pillar_C_right			30	-20				
Cabin_Floor_Heel_Back_left			30	-20				
Cabin_Floor_Heel_Back_right	30	-20						
Cabin_Firewall	0,578	11,2	30	-20	0,9		0,97	
Cabin_Door_frame_left	0,00019	115	30	-20	0,1		0,1	
Cabin_Door_frame_right			30	-20				
Cabin_Roof_frame_left	0,00019	115	30	-20	0,1		0,1	
Cabin_Roof_frame_right			30	-20				
Cabin_Roof	0,578	115	30	-20	0,9		0,97	

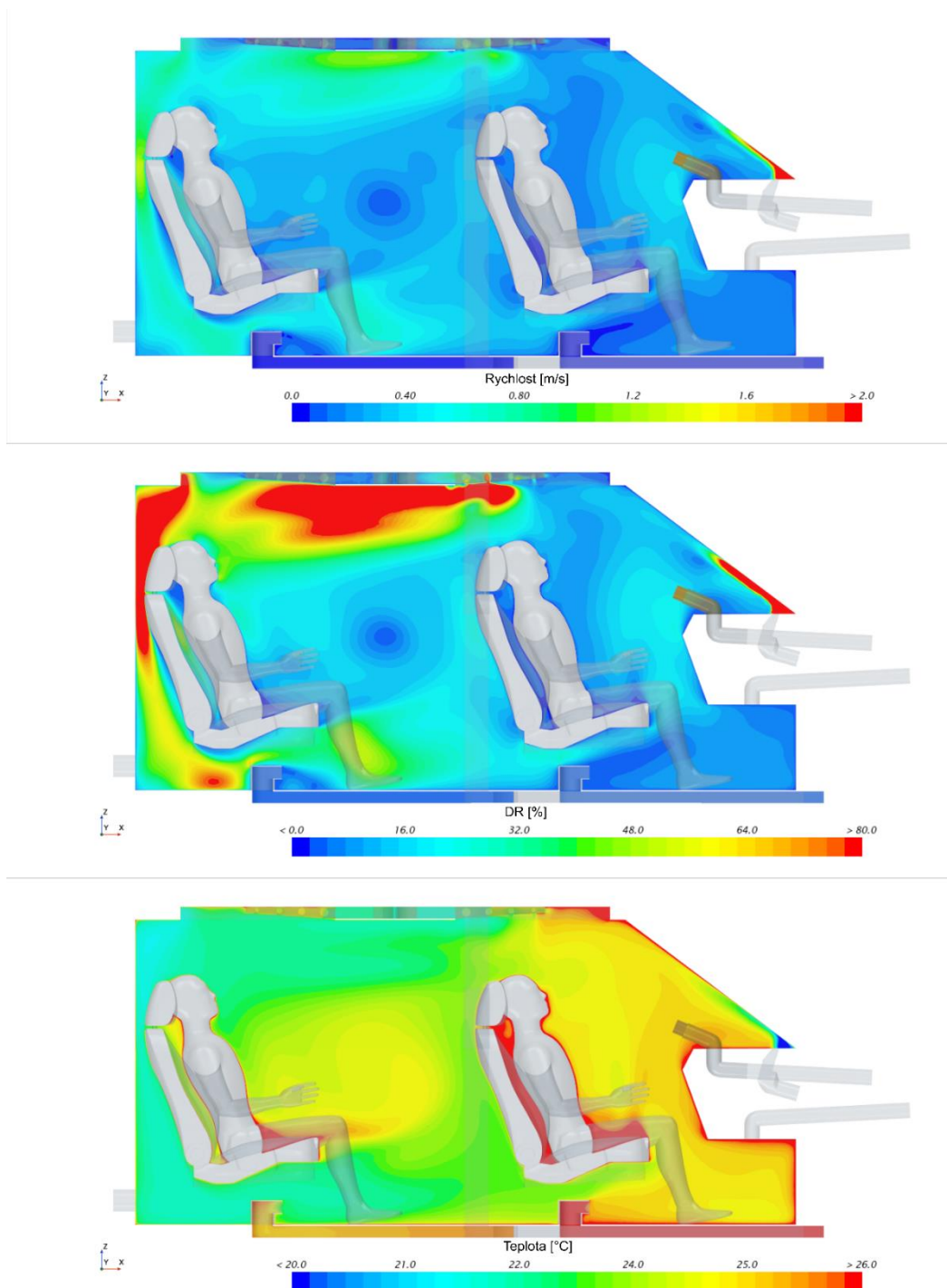
<sup>101</sup> Krátkovlnné záření

<sup>102</sup> Dlouhovlnné záření

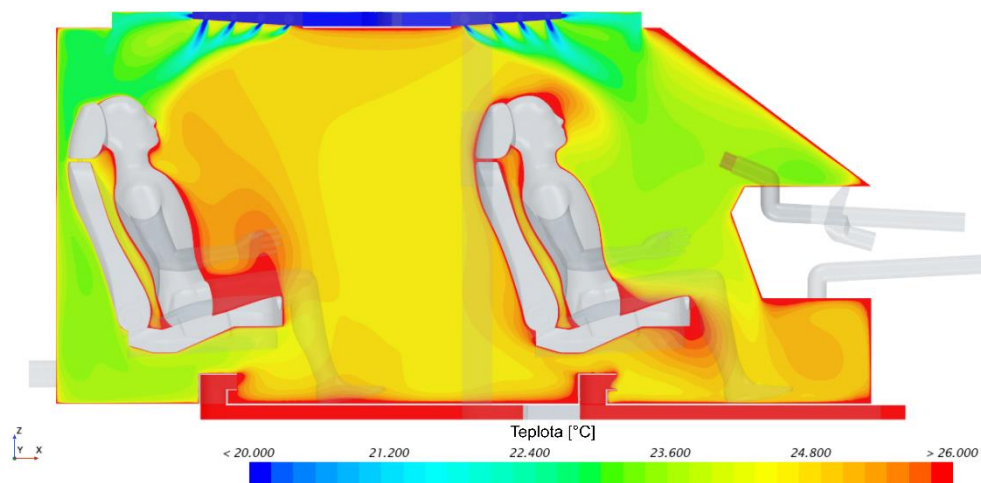
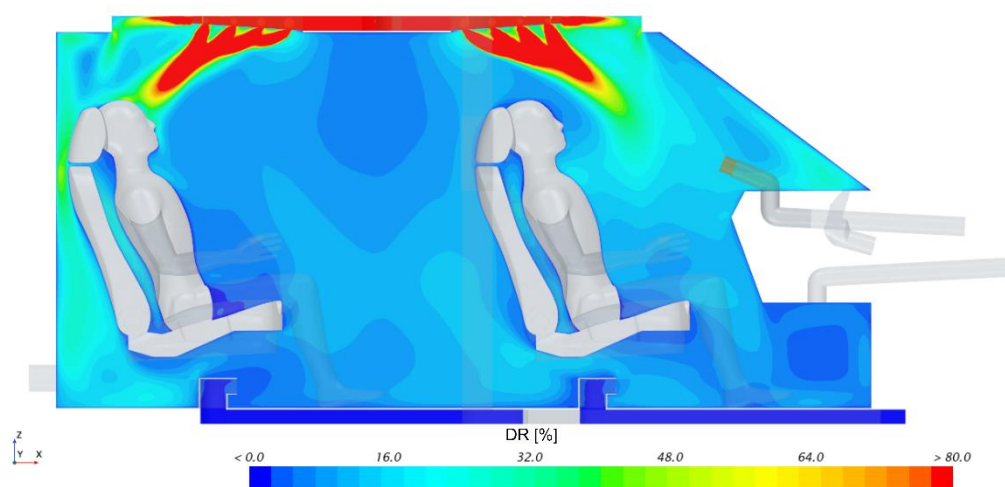
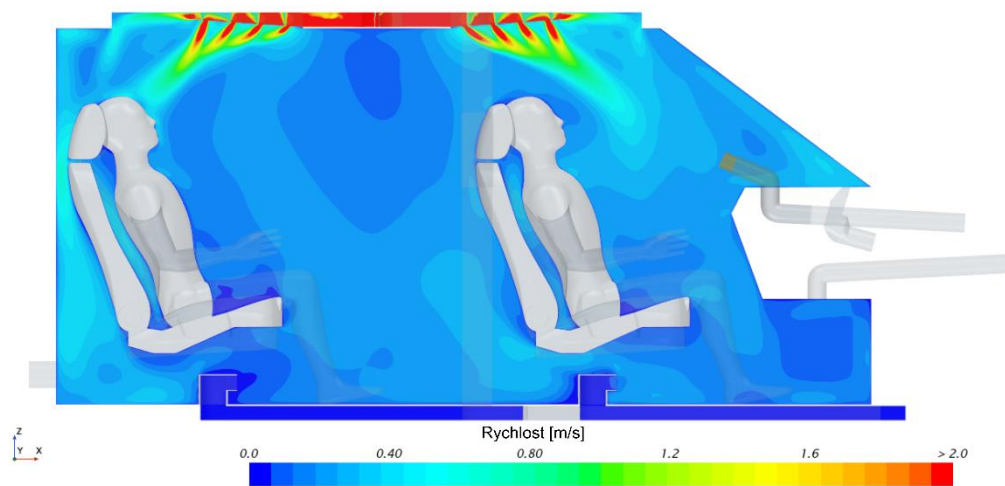
Tab. B. 3 Přehled OP VTM na pozici LF, ostatní pozice analogicky

Region	Název	$\alpha_{\text{Léto}}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	$\alpha_{\text{Zima}}$ [W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	Emisivita			
				Vnější		Vnitřní	
				K	D	K	D
Manekýni	LF_manikin_Arm_Lower_L_Bk_10	–	10,46	–		0,98	
	LF_manikin_Arm_Lower_L_Fr_9	–	10,46				
	LF_manikin_Arm_Lower_R_Bk_8	–	10,46				
	LF_manikin_Arm_Lower_R_Fr_7	–	10,46				
	LF_manikin_Arm_Upper_L_Bk_6	17,56	6,77				
	LF_manikin_Arm_Upper_L_Fr_5	17,56	6,77				
	LF_manikin_Arm_Upper_R_Bk_4	17,56	6,77				
	LF_manikin_Arm_Upper_R_Fr_3	17,56	6,77				
	LF_manikin_Back_Lower_18	7,56	4,21				
	LF_manikin_Back_Midd_16	7,56	4,21				
	LF_manikin_Calf_L_Bk_32	–	12,34				
	LF_manikin_Calf_L_Fr_31	–	12,34				
	LF_manikin_Thigh_Lower_L_Fr_27	15,25	10,79				
	LF_manikin_Calf_R_Fr_29	–	12,34				
	LF_manikin_Chest_Upper_13	12,41	5,37				
	LF_manikin_Face_Face_1	–	–				
	LF_manikin_Face_Hair_1	11,26	11,95				
	LF_manikin_Foot_L_34	26,68	15,35				
	LF_manikin_Foot_R_33	26,68	15,35				
	LF_manikin_Hand_L_11	–	–				
	LF_manikin_Hand_R_11	–	–				
	LF_manikin_Head_Hair_2	11,26	11,95				
	LF_manikin_Head_Skin-and-neck_2	–	–				
	LF_manikin_Shoulders_14	15,95	6,03				
	LF_manikin_Stomach_15	12,41	5,37				
	LF_manikin_Thigh_Lower_L_Bk_28	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Lower_R_Bk_26	15,25	10,79				
	LF_manikin_Calf_R_Bk_30	–	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Lower_R_Fr_25	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_L_Bk_24	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_L_Fr_22	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_L_Grd_23	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_R_Bk_21	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_R_Fr_19	15,25	10,79				
	LF_manikin_Thigh_Upper_R_Grd_20	15,25	10,79				
	LF_manikin_Waist_17	7,56	4,21				

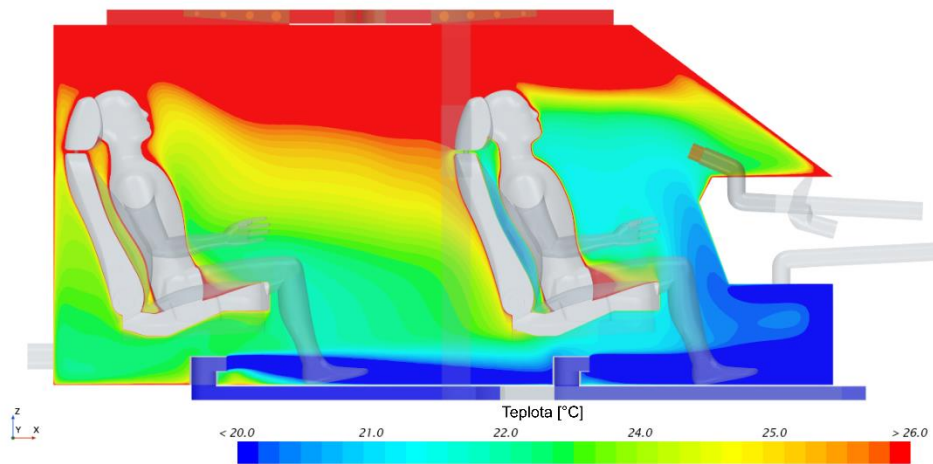
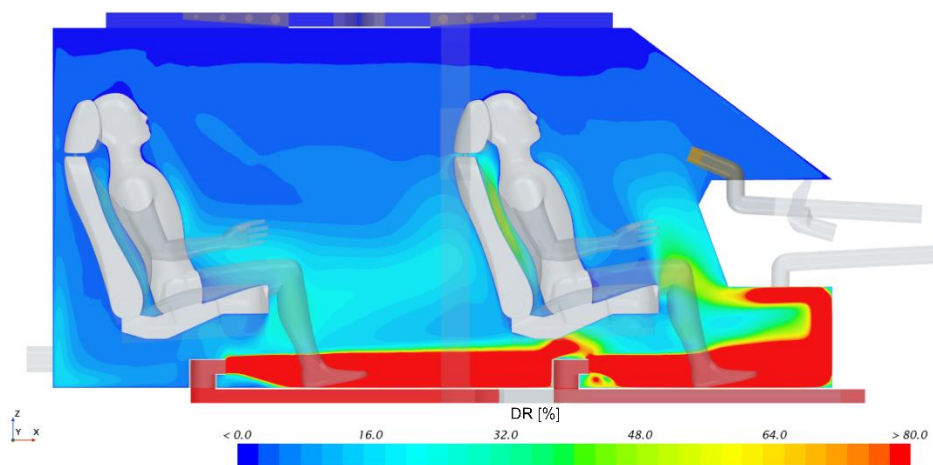
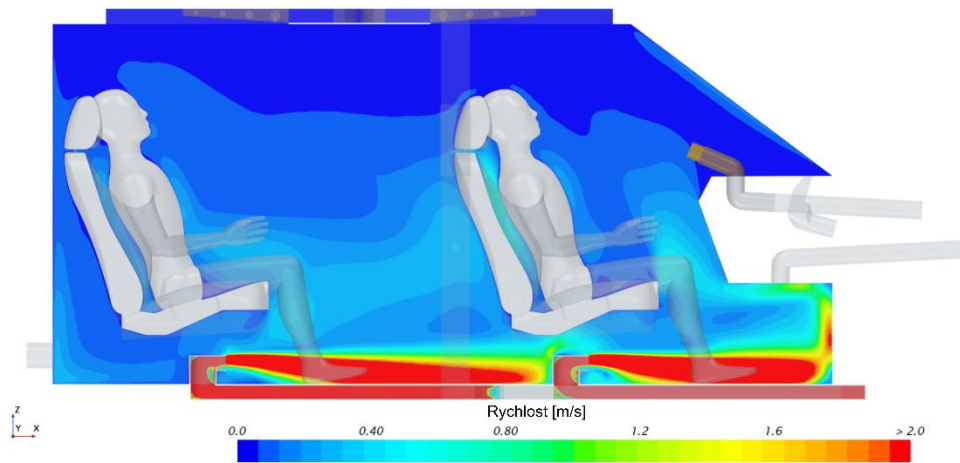
# C



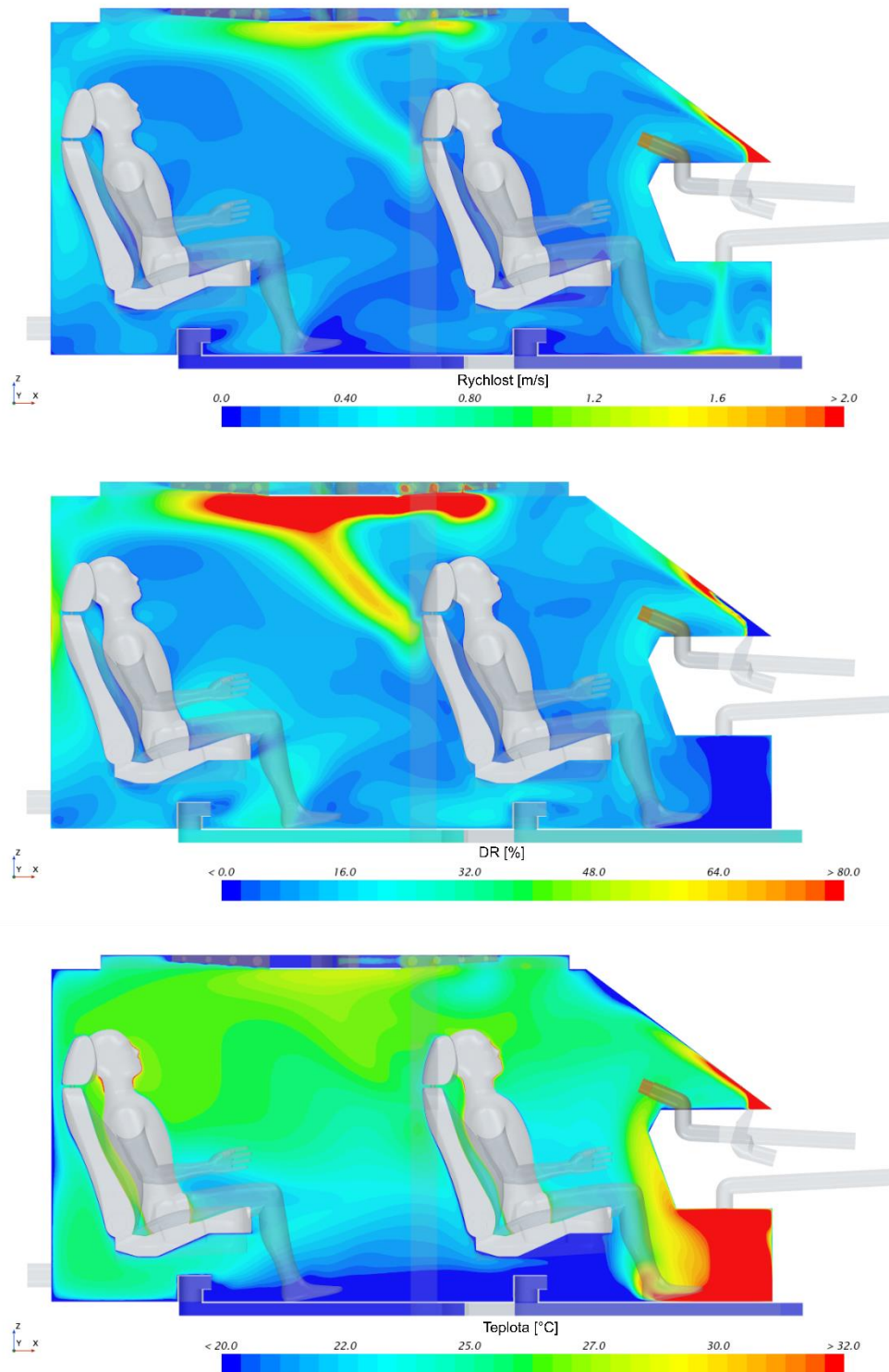
Obr. C. 1 S\_Normal\_MV – skalární pole středem sedadla řidiče



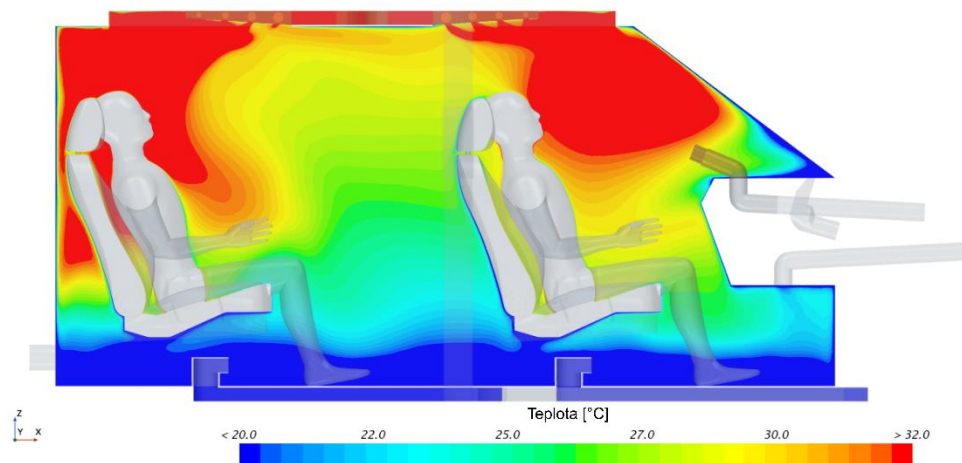
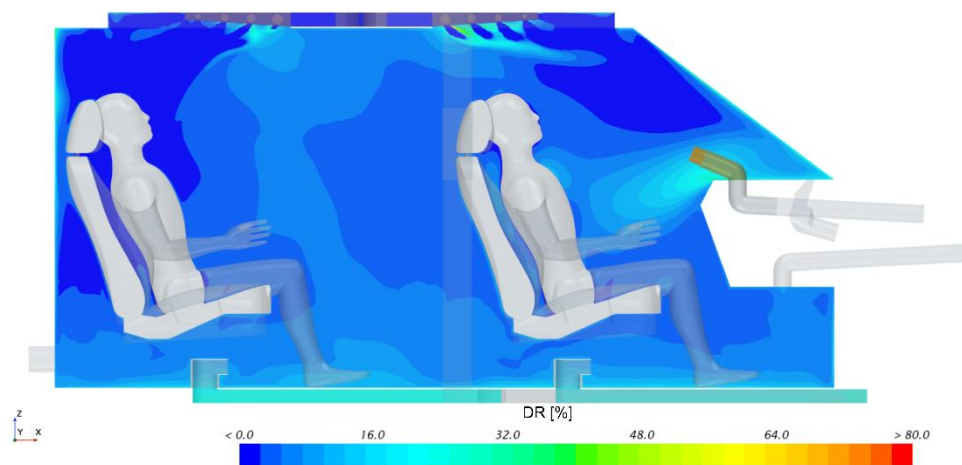
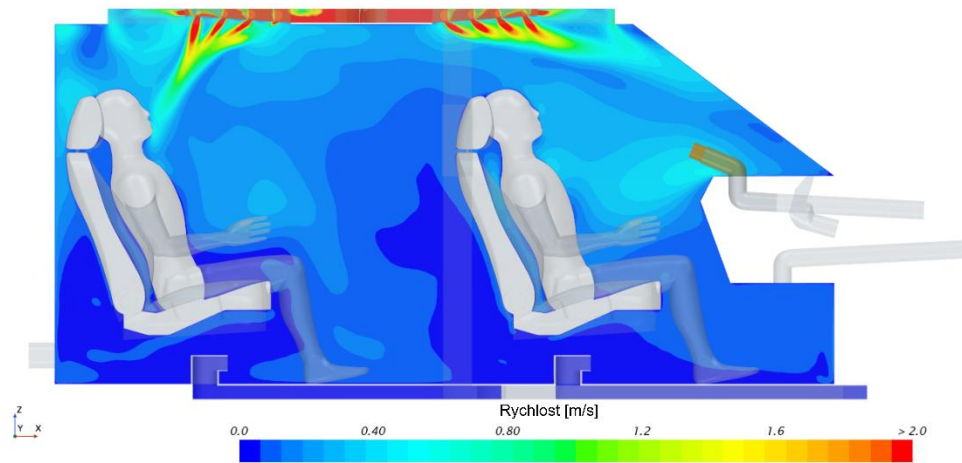
Obr. C. 2 S\_Normal\_CV – skalární pole středem sedadla řidiče



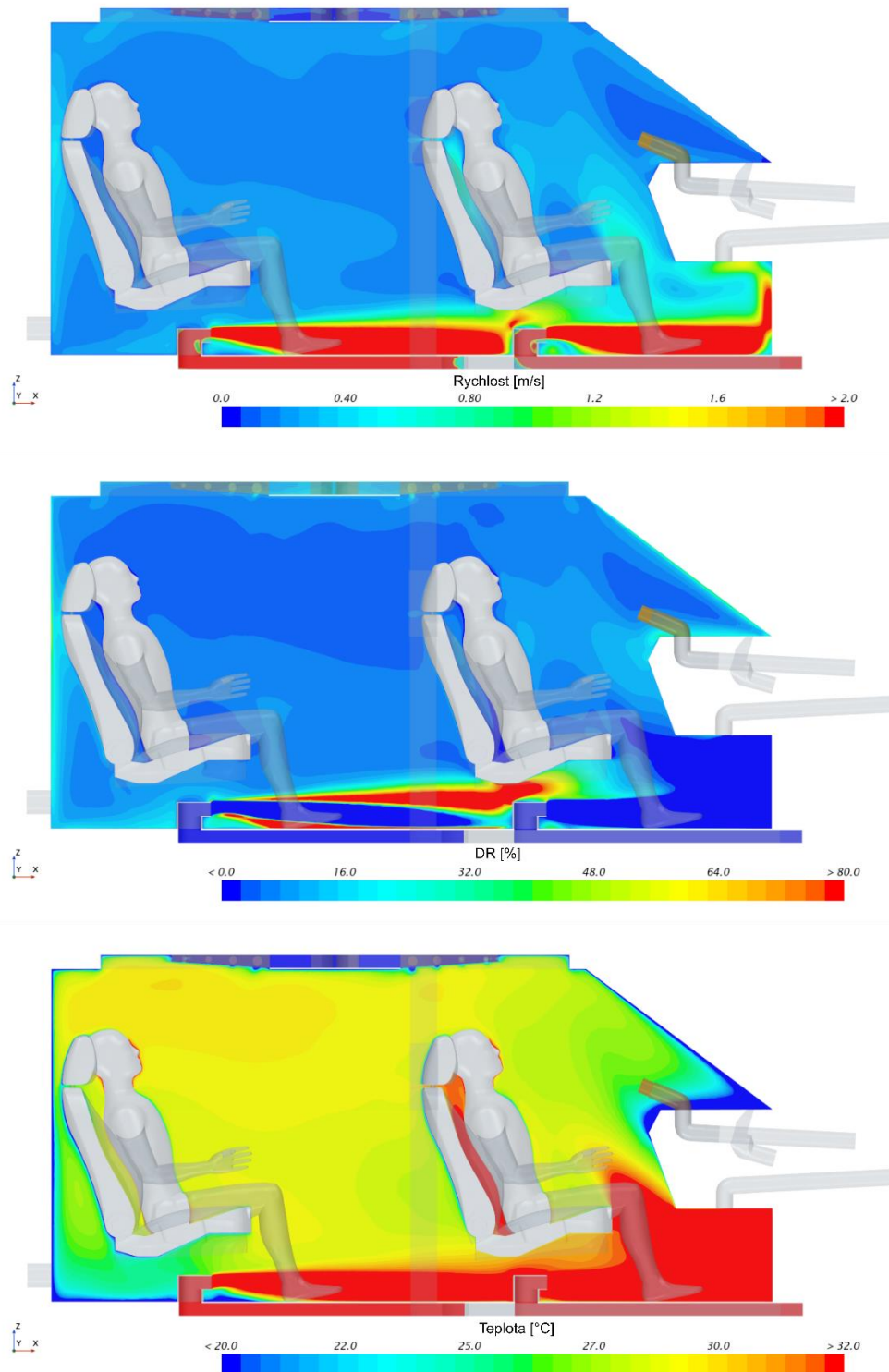
Obr. C. 3 S\_Normal\_FV – skalární pole středem sedadla řidiče



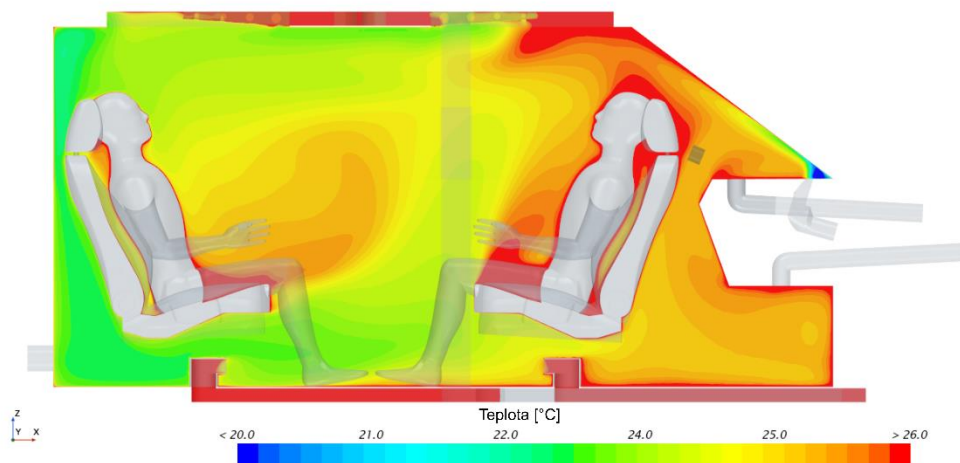
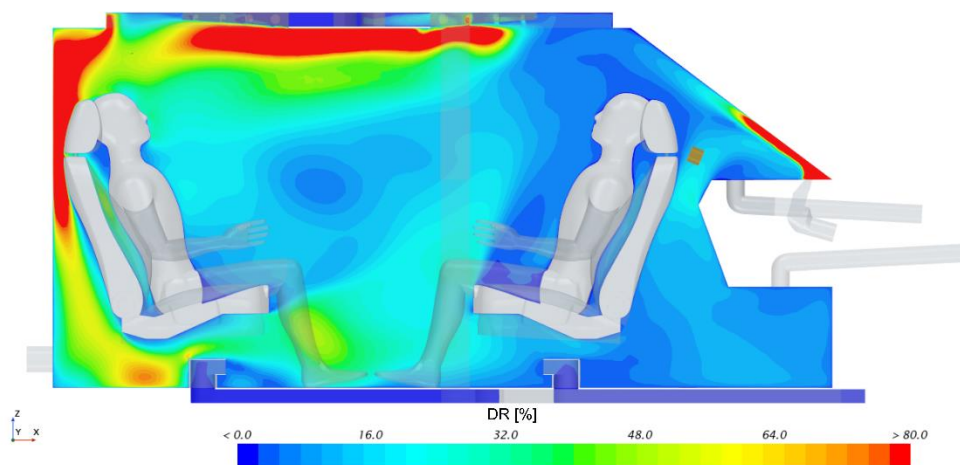
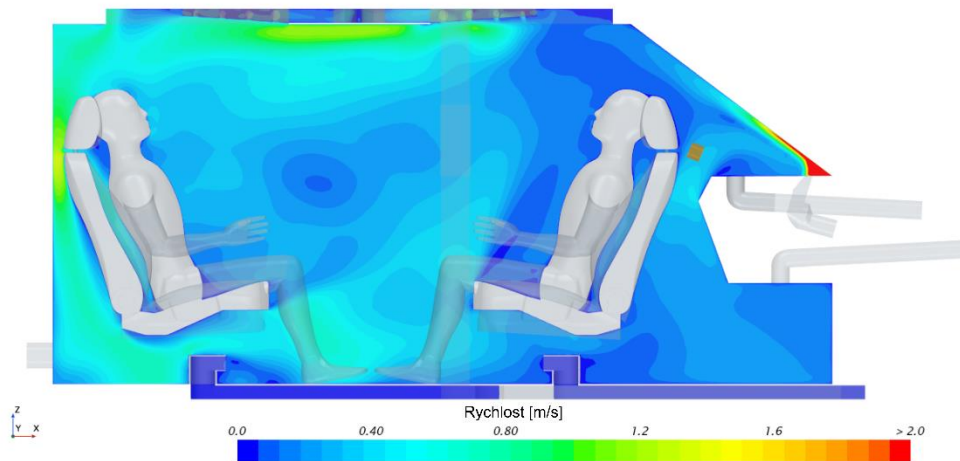
Obr. C. 4 W\_Normal\_MV – skalární pole středem sedadla řidiče



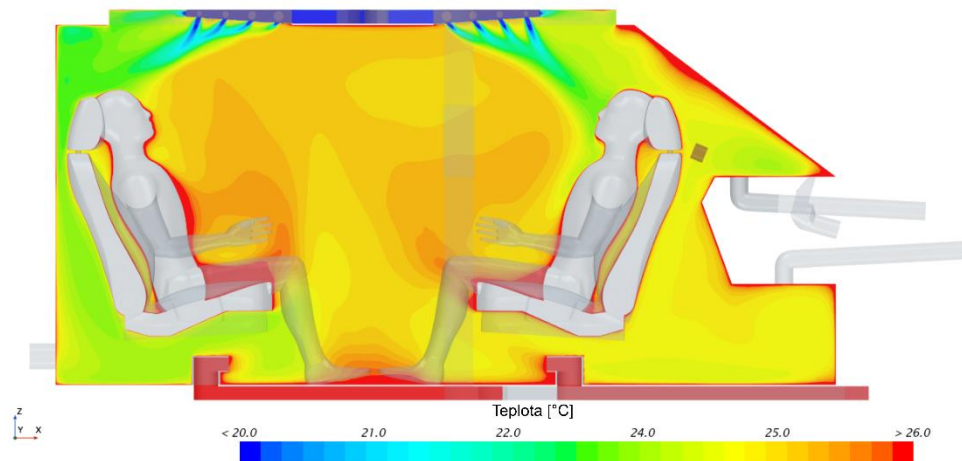
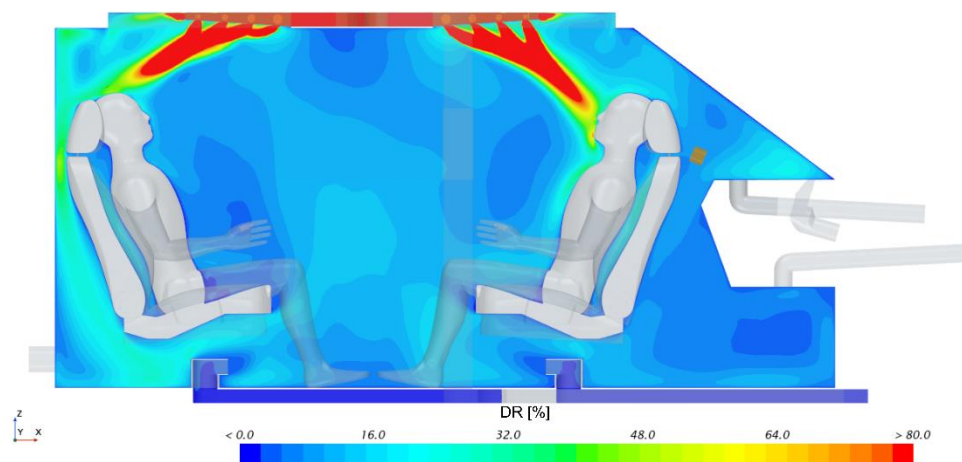
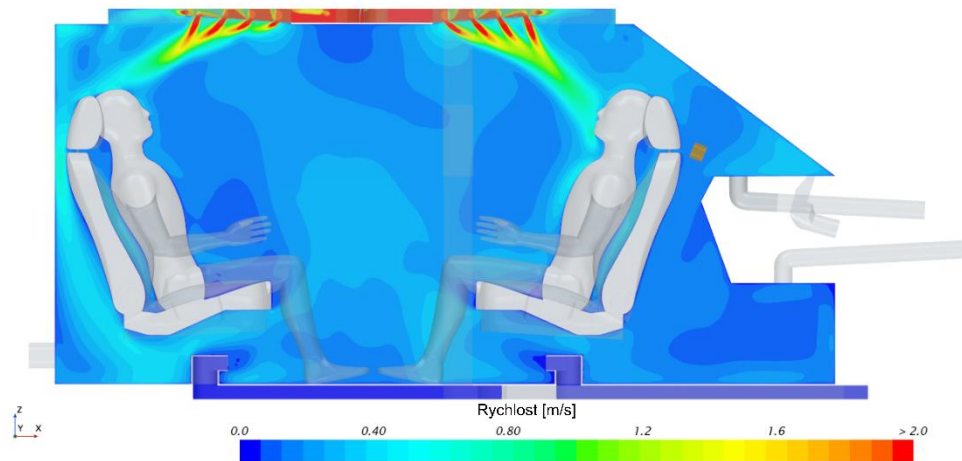
Obr. C. 5 W\_Normal\_CV – skalární pole středem sedadla řidiče



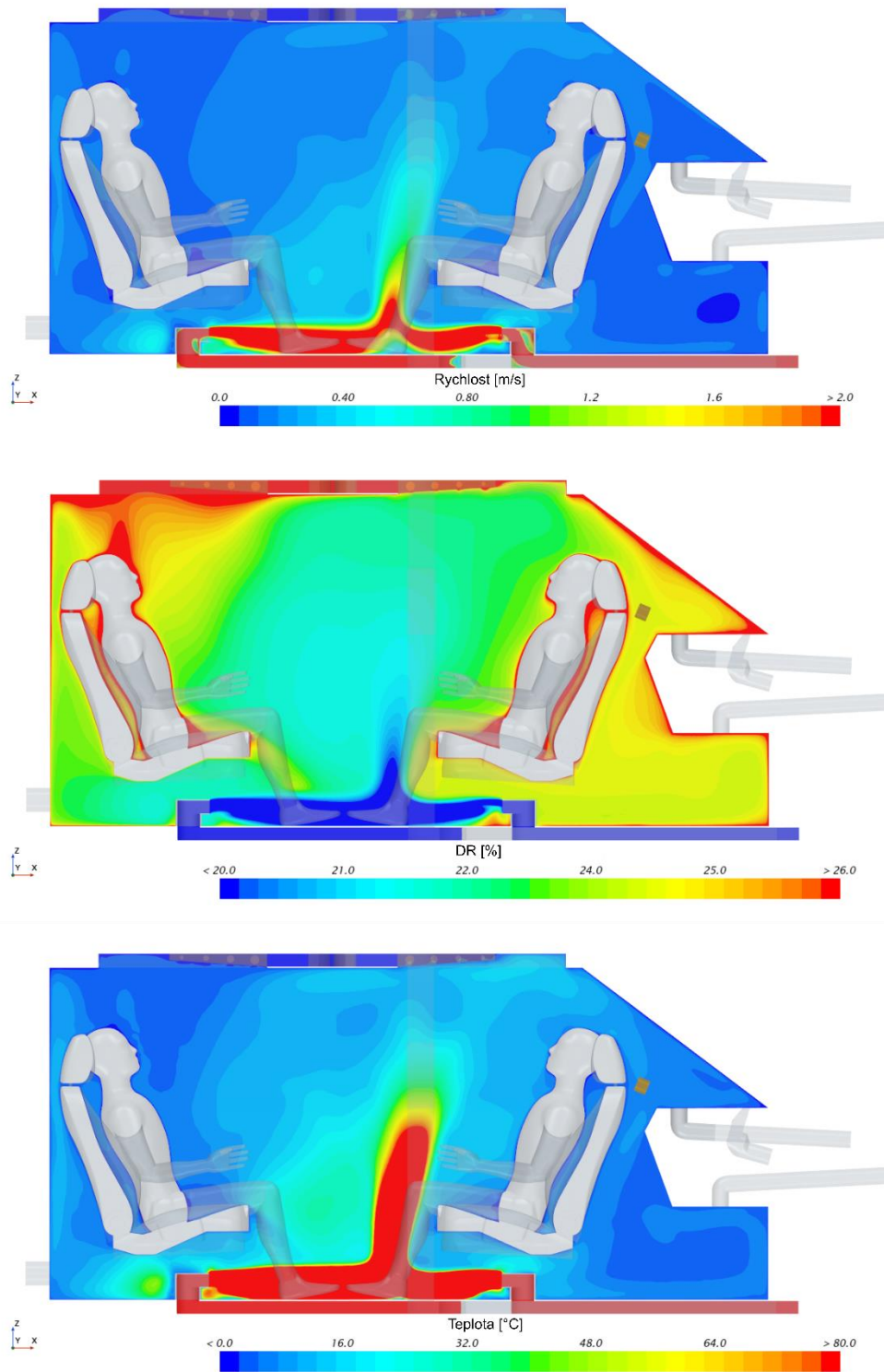
Obr. C. 6 W\_Normal\_FV – skalární pole středem sedadla řidiče



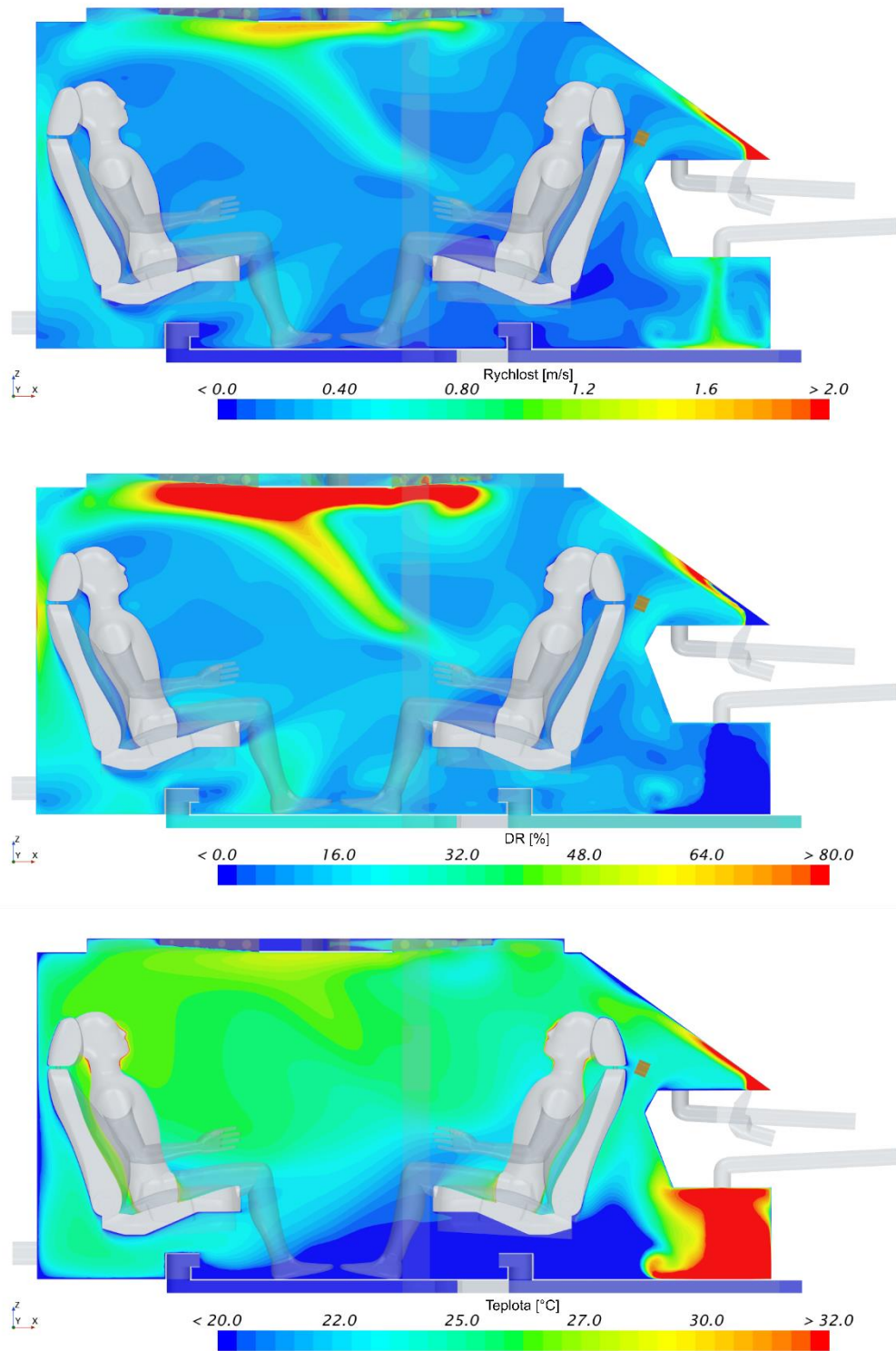
Obr. C. 7 S\_Flexi\_MV – skalární pole středem sedadla řidiče



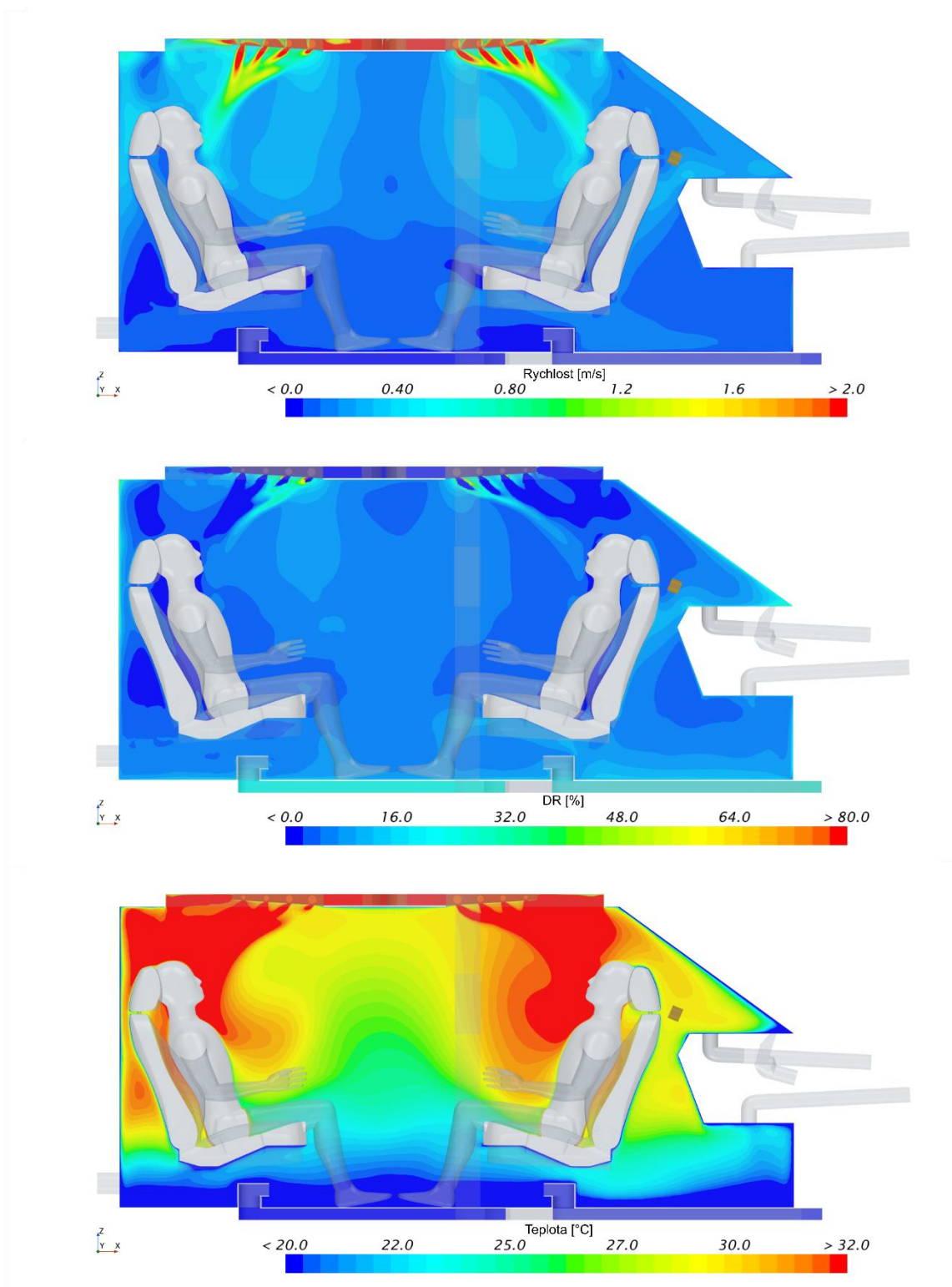
Obr. C. 8 S\_Flexi\_CV – skalární pole středem sedadla řidiče



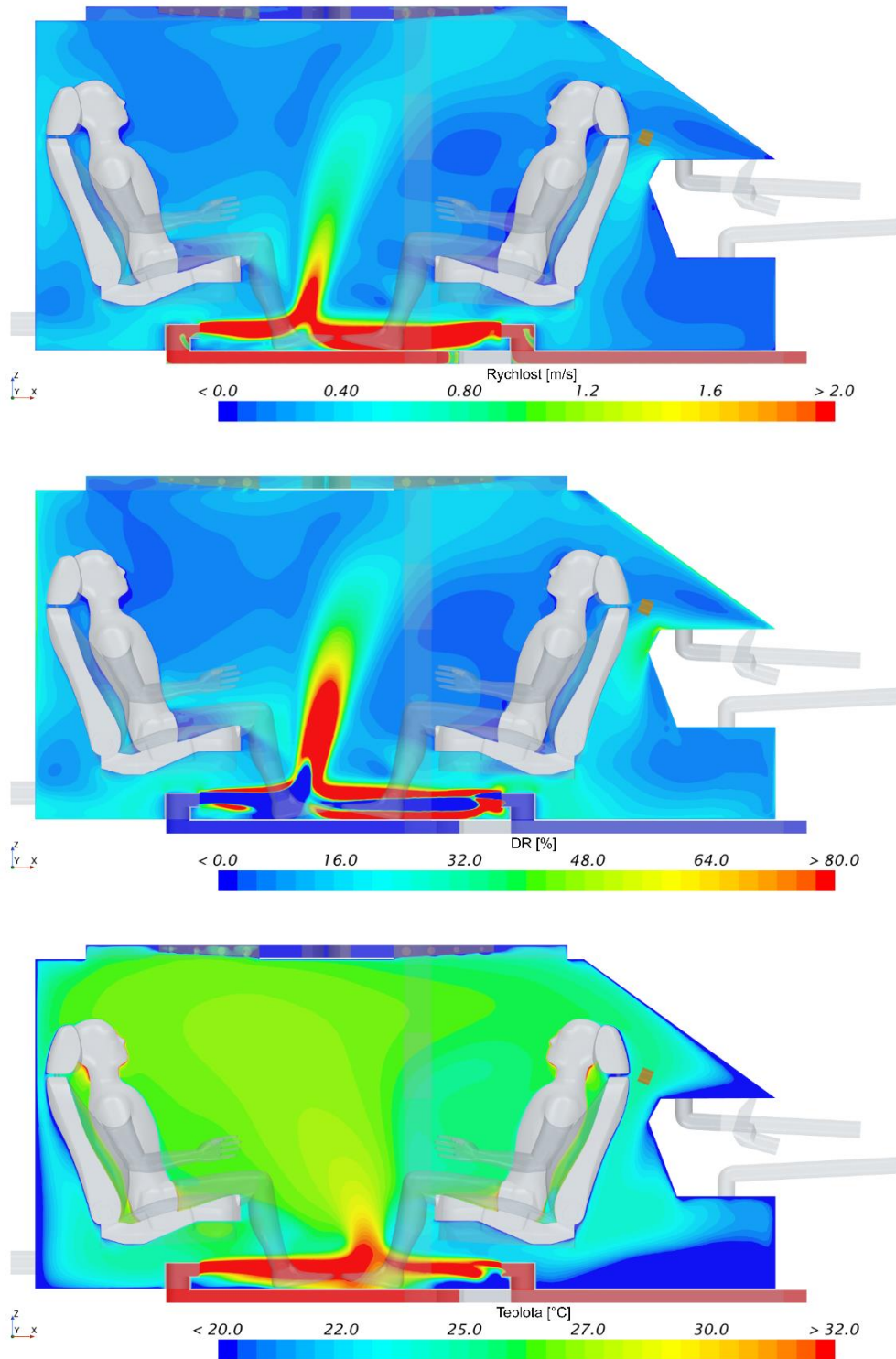
Obr. C. 9 S\_Flexi\_FV – skalární pole středem sedadla řidiče



Obr. C. 10 W\_Flexi\_MV – skalární pole středem sedadla řidiče



Obr. C. 11 W\_Flexi\_CV – skalární pole středem sedadla řidiče



Obr. C. 12 W\_Flexi\_FV – skalární pole středem sedadla řidiče