



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SVÁZÁNÍ FYZIOLOGICKÉHO MODELU S MODELEM TEPELNÉHO KOMFORTU

COUPLING OF THE MODELS OF HUMAN PHYSIOLOGY AND THERMAL COMFORT

DOKTORSKÁ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. JAN POKORNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. MIROSLAV JÍCHA, CSc.

BRNO 2012

Abstrakt

Disertační práce se zabývá vnitřním prostředím a tepelným komfortem v kabinách automobilů. V Dymole/Modelice byl vytvořen Model tepelné zátěže kabiny pro studium vlivů různých parametrů okolního prostředí na mikroklima uvnitř kabiny. Model byl validován na základě osmi experimentů v klimatické komoře i ve skutečných provozních podmínkách. Hlavním cílem práce bylo vytvořit model pro predikci tepelného komfortu v nehomogenním prostředí, který je použitelný i pro prostředí kabin automobilů. V Dymole/Modelice byl vytvořen Svázaný model tepelného komfortu, který umožňuje vyhodnotit celkový tepelný komfort na základě lokálních parametrů okolního prostředí a osobních faktorů člověka. Model byl validován na 16 různých scénářích převzatých z literatury. Navíc za pomoci programu Theseus-FE byly vytvořeny tři modelové případy reprezentující asymetrickou zátěž od slunečního záření v kabině automobilu. Predikce Svázaného modelu byla porovnána s Fialovým modelem a s výsledky experimentů. Svázaný model predikoval střední teplotu pokožky dostatečně přesně pro klidné aktivity v neutrálním a teplém prostředí. V chladném prostředí byly odchylky střední teploty pokožky od měření větší a predikovaná vnitřní teplota příliš závislá na teplotě okolí. Pro vyšší intenzity vykonávané činnosti byla predikovaná střední teplota pokožky příliš vysoká.

Klíčová slova

Prostředí v kabinách automobilů, Tepelná zátěž kabiny, Tepelný komfort, Model tepelného komfortu, Model fyziologie člověka

Abstract

The thesis deals with car cabin environment and thermal comfort inside. A car cabin heat load model was developed in Dymola/Modelica to investigate influence of ambient environmental parameters. The model was validated on the data set of eight test cases measured in a climatic chamber and in a real traffic. The main objective of the thesis was to develop a human thermal comfort model suitable for non-homogenous environments and for a car cabin environment especially. The Coupled model of human physiology and thermal comfort was developed in Dymola/Modelica. The model allows predicting an overall human thermal comfort from local boundary conditions representing ambient and personal factors. The model was validated by 16 test cases taken from experiments in literature. Moreover three test cases were created in Theseus-FE to consider an asymmetrical heat load from Sun rays inside a car cabin. Prediction of the Coupled model was compared with Fiala model and experimental data. The Coupled model predicted mean skin temperature for moderate activities in neutral and warm environment well. In cold environment a predicted core temperature was very affected by ambient temperature and during high activity exercises, the predicted mean skin temperature was too high.

Key words

Car cabin environment, Cabin heat load, Thermal comfort, Thermal comfort model, Human physiology model

Bibliografické citace

POKORNÝ, Jan. *Svázání fyziologického modelu s modelem tepelného komfortu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, Odbor termomechaniky a techniky prostředí, 2012. Disertační práce 164 s., 3 přílohy. Vedoucí práce prof. Ing. Miroslav JÍCHA, CSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem disertační práci na téma *Svázání fyziologického modelu s modelem tepelného komfortu* vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Miroslava Jíchy, CSc. Veškeré použité zdroje informací, obrázků a dat jsem uvedl v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 29. srpna 2012

Ing. Jan Pokorný

Poděkování

Tato práce by s největší pravděpodobností nevznikla bez pomoci mých nejbližších. Na prvním místě patří velký dík mé rodině – manželce, dceři a rodičům. Dále pak děkuji svému školiteli prof. Ing. Miroslavu Jíchovi, CSc. za odborné a tolerantní vedení disertační práce a za možnost podílet se na projektech týkajících se větrání a klimatizace kabin dopravních prostředků. Ing. Janu Fišerovi, Ph.D. děkuji za motivující slova a rady, které mi pomohly se na danou problematiku podívat i z jiného úhlu pohledu. Především bych mu chtěl poděkovat za provedení měření v kabině automobilu, pro které poskytnul nejen svůj vůz, ale i spoustu svého času. Děkuji i všem ostatním pracovníkům Odboru termomechaniky a techniky prostředí za vytvoření příjemného kolektivu na pracovišti.

OBSAH

1	ÚVOD	4
1.1	Vymezení cílů a limitů práce	5
1.2	Zvolený postup řešení	6
1.3	Popis řešení dílčích cílů	7
1.4	Uspořádání práce	7
2	PROSTŘEDÍ KABINY AUTOMOBILU	9
2.1	Mikroklima	9
2.2	Větrání.....	11
2.2.1	<i>Požadavky na větrací soustavy</i>	<i>12</i>
2.2.2	<i>Rozvod a distribuce vzduchu</i>	<i>12</i>
2.3	Vytápění	13
2.4	Chlazení.....	14
2.4.1	<i>Okruh chladiva klimatizace</i>	<i>15</i>
2.4.2	<i>Chladiva.....</i>	<i>17</i>
2.5	Řízení mikroklimatu v kabině automobilu	18
2.6	Návrh vnitřního prostředí kabiny.....	20
3	TEPELNÝ KOMFORT ČLOVĚKA	22
3.1	Interakce lidského těla s okolím	22
3.1.1	<i>Pasivní systém – tepelná výměna s okolím</i>	<i>22</i>
3.1.2	<i>Pasivní systém – produkce a přenos tepla uvnitř člověka.....</i>	<i>25</i>
3.1.3	<i>Aktivní systém – termoregulace.....</i>	<i>26</i>
3.2	Vnímání okolního prostředí	27
3.3	Experimentální vyhodnocení tepelného komfortu.....	30
3.4	Modely fyziologie člověka.....	32
3.4.1	<i>Gaggův 2 uzlový model</i>	<i>36</i>
3.4.2	<i>Tanabeho model.....</i>	<i>37</i>
3.4.3	<i>Fialův model</i>	<i>38</i>
3.5	Modely tepelného komfortu	40
3.5.1	<i>ČSN ISO 7730 – Model PMV-PPD</i>	<i>41</i>
3.5.2	<i>ČSN ISO 14505 – Model komfortních zón.....</i>	<i>44</i>
3.5.3	<i>Model dle Zhang.....</i>	<i>48</i>

3.6	Nástroje pro simulaci tepelného komfortu v automobilu	51
4	SIMULAČNÍ NÁSTROJE PRO VÝVOJ MODELŮ	53
4.1	Modelica	53
4.2	Dymola.....	54
4.3	Theseus-FE.....	54
5	VÝVOJ MODELU tepelné zátěže KABINY AUTOMOBILU	55
5.1	Vlastnosti kabiny automobilu	56
5.1.1	Geometrie kabiny.....	56
5.1.2	Materiálové vlastnosti	57
5.2	Okrajové podmínky	57
5.2.1	GPS data	58
5.2.2	Okolní prostředí	58
5.2.3	Ventilace	62
5.2.4	Člověk.....	62
5.3	Model přenosu tepla	63
5.3.1	Bilanční rovnice.....	63
5.3.2	Výsledné mikroklima a tepelná zátěž kabiny.....	66
6	VALIDACE MODELU tepelné zátěže KABINY.....	68
6.1	Měření v klimatické komoře.....	68
6.1.1	Volkswagen Polo – chlazení kabiny	68
6.1.2	Volkswagen Golf – chlazení kabiny.....	70
6.1.3	Volkswagen Golf – vytápění kabiny.....	72
6.2	Měření v reálném provozu – návrh měření.....	73
6.2.1	Škoda Felicia – rozměry kabiny a rozmístění měřících čidel	73
6.2.2	Použitá měřící technika.....	75
6.3	Měření v reálném provozu – porovnání výsledků měření a simulace	76
6.3.1	Škoda Felicia – Parkování	76
6.3.2	Škoda Felicia – Jízda v reálném provozu	81
6.4	Shrnutí Modelu tepelné zátěže kabiny.....	88
7	VÝVOJ SVÁZANÉHO MODELU TEPELNÉHO KOMFORTU.....	89
7.1	Modifikace Tanabeho fyziologického modelu člověka	90
7.2	Fyziologický model – pasivní systém	91
7.2.1	Produkce tepla uvnitř člověka.....	92

7.2.2	<i>Přenos tepla uvnitř člověka</i>	92
7.2.3	<i>Tepelná výměna s okolím</i>	95
7.3	Fyziologický model – aktivní systém	98
7.4	Model tepelného komfortu	100
7.4.1	<i>Lokální tepelný pocit</i>	100
7.4.2	<i>Celkový tepelný pocit</i>	101
7.4.3	<i>Lokální tepelný komfort</i>	103
7.4.4	<i>Celkový tepelný komfort</i>	104
7.5	Svázání fyziologického modelu s modelem tepelného komfortu	104
8	VALIDACE SVÁZANÉHO MODELU TEPELNÉHO KOMFORTU	106
8.1	Homogenní stacionární okrajové podmínky	108
8.1.1	<i>Tepelný stav člověka v různých prostředích</i>	108
8.1.2	<i>Vývoj tepelného stavu člověka v daném prostředí</i>	114
8.2	Homogenní transientní okrajové podmínky	120
8.2.1	<i>Změna teploty okolního prostředí</i>	120
8.2.2	<i>Změna vykonávané činnosti</i>	128
8.3	Nehomogenní okrajové podmínky	130
8.3.1	<i>Vliv polohy Slunce vůči automobilu na tepelný komfort</i>	131
8.4	Shrnutí Svázaného modelu tepelného komfortu	134
9	ZÁVĚR	136
9.1	Summary	138
9.2	Vlastní publikační činnost	140
	Literatura	141
	Seznam příloh	149
	Seznam symbolů a zkratek	158

1 ÚVOD

V moderní době lidé tráví podstatnou část dne v uzavřených vnitřních prostorech ať už obytných, veřejných, pracovních či dopravních prostředcích. V těchto prostorech je kladen požadavek na vhodné vnitřní prostředí, kterého se docílí se pomocí technických zařízení jako je větrání, topení, osvětlení atd. Ideální stav prostředí je takový, kdy člověk se cítí komfortně. Obecný pojem komfort člověka je stav mysli člověka, vyjadřující spokojenost s podmínkami okolního prostředí a tím, jak jej člověk vnímá svými smysly. Komfort lze rozdělit na celou řadu podskupin dle druhu vnímání a interakce člověka: ergonomie, estetika (design), čistota okolního vzduchu (prach, smog), elektromagnetické pole, intenzita osvětlení, akustika (hluk, vibrace), tepelný komfort (teplota okolních stěn a vzduchu, jeho relativní vlhkost a rychlost proudění). Tepelný komfort je kromě podmínek okolního prostředí podmíněn osobními faktory člověka, jako je oděv a vykonávaná činnost. Tepelný komfort je úzce spjat s fyziologickým stavem člověka (tělesná konstituce, aklimatizace apod.), ale také s jeho aktuálním psychickým stavem (únava, stres, radost, očekávání apod.).

V uzavřeném vnitřním prostředí s velkou koncentrací lidí na malém prostoru je pro tepelný komfort zásadní správná funkce systému větrání, který musí být schopen zajistit koncentraci škodlivin na bezpečné úrovni, a zároveň dodávat dostatek čerstvého vzduchu s patřičně upravenou teplotou a vlhkostí. Specifickým prostředím jsou kabiny dopravních prostředků (letadel, autobusů, automobilů apod.), které se vyznačují relativně malým objemem vzduchu na jednu osobu a uzavřeností prostoru neumožňující jeho okamžité opuštění během jízdy. V kabinách je obvyklá lokální distribuce přiváděného vzduchu výústkami a intenzivnější výměna vzduchu, tak aby cestující měli dostatečné množství čerstvého vzduchu. V dopravních prostředcích člověk stráví odhadem přibližně jednu hodinu denně, a to zejména při dojíždění do zaměstnání. Pro řidiče z povolání se jedná o pracovní prostředí, ve kterém musí trávit značnou část dne, nehledě na okolní podmínky. Nevhodné mikroklima zvyšuje únavu a stres, čímž negativně ovlivňuje bezpečnost a produktivitu práce.

Od výrobců automobilu se žádá, aby jejich vozy byly spolehlivé, bezpečné, ekonomické, ekologické a zároveň komfortní. Ve všech zmíněných oblastech probíhá v poslední době intenzivní výzkum a vývoj, který přináší pozitivní výsledky. Součástí kvalitního vozu jsou dnes systémy umožňující aktivní řízení vnitřního mikroklimatu, jejichž hlavním cílem je zajistit kvalitní a komfortní mikroklima po většinu doby jízdy. I když komfortní mikroklima není bezesporu hlavním kritériem při koupi nového vozu, jedná se o důležitý parametr, který zvláště při delším používání vozu člověk ocení. Zajištění vhodného mikroklimatu po celou dobu jízdy tedy patří mezi důležité úkoly pro vývojáře nových automobilů. Vhodné mikroklima souvisí s návrhem klimatizační jednotky, kdy inženýři mají za cíl najít optimum mezi dosaženým tepelným komfortem a potřebným výkonem klimatizační jednotky na úpravu přiváděného vzduchu. Poddimenzovaná klimatizační jednotka není schopna poskytnout tepelný komfort během různých provozních podmínek, na druhou stranu předimenzovaná klimatizační jednotka je schopna velice rychle vyhovět požadavkům člověka, ale za cenu zvýšení spotřeby pohonné energie (ať už fosilního paliva, či elektrické). V dnešní době designéři při vývoji nového typu automobilu či jeho komponent využívají mimo jiné virtuální inženýrský proces, který je schopen predikovat, jak by se automobil

choval v daném prostředí, dříve než je chování možné otestovat na prototypu vozu. Pro různé fáze vývoje je vhodné použít různé výpočetní metody. V počáteční fázi je hlavním kritériem rychlost návrhu a s postupující fází návrhu nabývá na důležitosti přesnost návrhu.

Tepelný komfort v kabinách automobilů je hlavním tématem této disertační práce. Součástí práce je Model tepelné zátěže kabiny automobilu, který je určený pro rychlý výpočet mikroklimatu v kabině automobilu. Hlavní část práce tvoří vývoj Svázaného modelu tepelného komfortu, který slouží k rychlému vyhodnocení nehomogenního prostředí z hlediska tepelné zátěže člověka a tepelného komfortu. Oba modely by měly sloužit jako podpůrné nástroje při prvotním návrhu nového vozu a jeho klimatizační jednotky.

1.1 Vymezení cílů a limitů práce

Obsahem disertační práce „Svázení fyziologického modelu s modelem tepelného komfortu“ je vývoj modelu tepelného komfortu člověka a studium vlivu vnitřního prostředí kabiny automobilu na tepelný komfort. Hlavním cílem disertační práce je vytvořit a validovat dynamický model tepelného komfortu, který je vhodný pro simulaci nehomogenního prostředí v kabinách automobilů. Důležitou součástí vývoje modelu tepelného komfortu bylo zahrnutí vlivu fyziologie člověka. Na začátku řešení byly identifikovány nejdůležitější činitele ovlivňující tepelný komfort v kabině automobilu, které pak byly zahrnuty do rozhraní Svázaného modelu tepelného komfortu. Analýza parametrů ovlivňujících tepelný komfort uvnitř kabiny automobilu vedla k potřebě vytvořit model na výpočet tepelné zátěže kabiny.

K hlavnímu cíli vytvořit a validovat Svázaný model tepelného komfortu tedy během řešení disertační práce přibyl úkol vytvořit a validovat Model tepelné zátěže kabiny. Model byl od počátku koncipován jako pomocný rychlý nástroj na vyhodnocení tepelné zátěže kabiny ve skutečných provozních podmínkách, který by byl schopen vypočítat požadovaný výkon klimatizační jednotky pro zajištění vhodného mikroklimatu. Model na základě znalosti materiálů a geometrie vozu, počasí, jízdních dat, nastavení ventilace a množství lidí uvnitř poskytuje data sloužící k predikci mikroklimatu a tepelné zátěže kabiny.

Vymezení cílů práce

- Vytvoření Svázaného modelu tepelného komfortu vhodného pro kabiny automobilů.
- Vytvoření Modelu tepelné zátěže kabiny automobilu pro predikci mikroklimatu.
- Ověření funkčnosti Svázaného modelu tepelného komfortu a jeho vhodnosti pro vyhodnocování tepelného komfortu v kabinách automobilů.
- Ověření funkčnosti Modelu tepelné zátěže kabiny.

Vymezení limitů práce

- Práce si neklade za cíl vytvořit model zohledňující individuální parametry člověka.
- Práce nemá za cíl ověřit Svázaný model tepelného komfortu pomocí vlastních měření.
- Práce neřeší vlastní propojení Svázaného modelu tepelného komfortu s Modelem tepelné zátěže kabiny.
- Přenos tepla je řešen pomocí bilančních rovnic. V práci není řešen vícerozměrný přenos tepla a nejsou použity pokročilejší výpočtové metody, jako je např. CFD.

1.2 Zvolený postup řešení

1) Literární rešerše

- a) Studium dostupných literárních pramenů k získání informací a uspořádání poznatků o problematice vnitřního prostředí kabiny automobilů.
- b) Určení důležitých parametrů ovlivňujících tepelný komfort v kabině automobilu.
- c) Rešerše modelů a simulačních nástrojů určených pro vyhodnocování vnitřního prostředí kabin automobilů.
- d) Rešerše modelů tepelného komfortu, jejich vyhodnocení a posouzení jejich použitelnosti pro prostředí kabin automobilů.

2) Přípravné práce

- a) Volba modelovacího jazyka – na základě doporučení od průmyslového partnera byl zvolen přístup OD modelování¹, pro který je vhodný jazyk Modelica.
- b) Volba vhodného vývojového prostředí – jako vhodné prostředí pro vývoj modelů v Modelice byla zvolena Dymola.

3) Vývoj modelů v jazyku Modelica

- a) Model tepelné zátěže kabiny automobilu.
- b) Fyziologický model člověka.
- c) Model tepelného komfortu.
- d) Svázání modelu fyziologie člověka s modelem tepelného komfortu.

4) Ověření funkčnosti modelů

- a) Porovnání predikce Modelu tepelné zátěže kabiny s převzatými výsledky měření v klimatické komoře.
- b) Porovnání predikce Modelu tepelné zátěže kabiny s vlastními naměřenými daty v reálných provozních podmínkách.
- c) Porovnání predikce fyziologické části Svázaného modelu s dostupnými daty v literatuře.
- d) Porovnání predikce kompletního Svázaného modelu tepelného komfortu s dostupnými daty v literatuře a také na dalších vlastních scénářích vytvořených v programu Theseus-FE.

5) Úpravy modelů

- a) Kalibrace Modelu tepelné zátěže kabiny automobilu a opětovné porovnání s ostatními výsledky, viz body 4a, 4b.
- b) Kalibrace Svázaného modelu tepelného komfortu a opětovné porovnání s ostatními výsledky, viz body 4c, 4d.

6) Vytvoření dokumentace

- a) Dokumentace k Svázanému modelu tepelného komfortu a modelu tepelné zátěže kabiny automobilu.
- b) Vymezení podmínek pro jejich správné použití.

¹ OD modelování označuje bilanční přístup výpočtu ve výpočetních uzlech, kde jedinou uvažovanou dimenzí je čas. Nejedná se 1D přístup, neboť neprobíhá spojitý výpočet přenosu tepla ani podél jediné prostorové osy.

1.3 Popis řešení dílčích cílů

Nejprve byla vytvořena literární rešerše na téma Modely fyziologie a tepelného komfortu člověka. Na základě rešerše byly vybrány následující modely pro hlubší studium: PMV-PPD dle Fanger, Fialův model, Tanabeho model, Kohriho model, model Berkeley (Huizenga a Zhang), Gaggův 2 uzlový model, Stolwijkův model, Wisslerův model a model komfortních zón dle Nilssona. Součástí rešeršní činnosti bylo určení základních parametrů ovlivňující tepelný komfort v kabině automobilu. Pro aplikaci modelování tepelného komfortu v kabinách dopravních prostředků se ukázaly jako nejvhodnější modely dle Fialy, Tanabeho, Zhang a model komfortních zón dle Nilssona. Pro implementaci kódu byl zvolen jazyk Modelica a vývojové prostředí Dymola, které je vhodné na tvorbu a simulaci dynamických systémů.

Po seznámení s novým vývojovým prostředím byly zahájeny vlastní práce na tvorbě modelů. Nejdříve byl implementován Svázaný model tepelného komfortu pro nehomogenní prostředí spojující modifikovaný Tanabeho model fyziologie člověka a model tepelného komfortu dle Zhang. Svázaný model tepelného komfortu pohody byl otestován pro různé podmínky okolního prostředí a výsledky byly porovnány s daty dostupnými v literatuře. V průběhu řešení modelu tepelného komfortu byly započaty práce i na Modelu tepelné zátěže kabiny. Model kabiny byl vytvořen do podoby parametrického modelu, který umožňuje zadat různé rozměry kabiny automobilu a uvažuje proměnlivost úhlu dopadu dopadajících slunečních paprsků během jízdy. Model byl nejprve testován na měřeních v klimatické komoře, ale jak se v průběhu řešení ukázalo, pro lepší pochopení dějů uvnitř kabiny bylo nezbytné provést vlastní měření. Byla provedena série vlastních měření na voze Škoda Felicia Combi ve skutečných provozních podmínkách, která poskytla data pro další validaci modelu. Měření byla provedena pro různá roční období (léto, podzim a zima) a provozní scénáře (parkování a jízda). Jízdní okruh obsahoval jízdu v městském provozu, jízda mimo město a po dálnici. Modely zpočátku v některých případech neposkytovali dobré výsledky, a proto byly postupně upravovány a kalibrovány tak, aby shoda s výsledky byla pokud možno, co nejlepší. Jednalo se např. o vyzkoušení několika empirických vztahu pro výpočet součinitelů přestupu tepla konvekcí.

Dokumentace k vytvořeným modelům je obsažena v textu této práce, a to zejména v kapitolách 5,6 (Model tepelné zátěže kabiny) a 7,8 (Svázaný model tepelného komfortu). Některé další detaily modelů (tabulky koeficientů apod.) jsou uvedeny v příloze A.

1.4 Uspořádání práce

První kapitola obsahuje uvedení do řešené problematiky, specifikuje cíle disertační práce, postup jejich řešení a způsob řazení jednotlivých kapitol. Po úvodní kapitole následují výsledky rešeršní činnosti. V kapitole 2 je uveden přehled o problematice mikroklimatu v kabině automobilu a způsobech jeho úpravy. Kapitola 3 obsahuje pojednání o tepelném komfortu člověka a způsobech jeho měření, vyhodnocení i predikce. Kapitola 4 seznamuje čtenáře s vývojovým prostředím modelů, v kterém bylo provedeno vlastní řešení disertační práce.

Řešení problematiky modelování tepelné zátěže kabiny automobilu je uvedeno v kapitole 5 a 6. Kapitola 5 obsahuje popis struktury modelu a kapitola 6 obsahuje výsledky měření a predikce modelu. Řešení problematiky tepelného komfortu a Svázaného modelu s fyziologickým modelem člověka je uvedeno v kapitole 7 a 8. Kapitola 7 obsahuje popis modelu fyziologie člověka, tepelného komfortu a jejich vzájemné svázání. Kapitola 8 obsahuje validaci Svázaného modelu na základě měření a simulací převzatých z literatury, a dále také aplikaci Svázaného modelu v kabině automobilu. Poslední kapitola obsahuje závěr, shrnutí disertační práce (včetně anglického překladu) a vlastní publikační činnosti autora. Dále pak následuje seznam použité literatury, vztahující se k tématu disertační práce, seznam příloh, vytisknuté přílohy A, B a seznam symbolů a zkratk.

Členění práce je následující: popisky obrázků a tabulek jsou indexované ve formátu obr. X.Y, tab. X.Y, kde X je číslo kapitoly a Y je pořadí výskytu v dané kapitole. Stejně tak jsou ve formátu (X.Y) indexované i rovnice. Pro citaci literatury byl zvolen citační styl Harvard, který odkazy na literaturu uvádí ve formátu (autor, rok vydání). Výsledky všech prezentovaných simulací jsou uloženy v příloze C v elektronické podobě na přiloženém DVD, podobně tak i elektronická verze textu disertační práce.

2 PROSTŘEDÍ KABINY AUTOMOBILU

Základní požadavek, který je kladen na vyvíjený model tepelného komfortu, je možnost jeho použití pro prostředí kabin automobilů. Před tím, než se budeme podrobněji zabývat vlastní problematikou tepelného komfortu, jsou v této kapitole charakterizovány základní aspekty prostředí kabin automobilů. V úvodu kapitoly jsou uvedeny doporučené hodnoty mikroklimatu a důležité faktory mající vliv na tvorbu mikroklimatu v kabině automobilu. Dále pak následují podkapitoly věnované úpravám mikroklimatu větráním, vytápěním a chlazením i se stručným popisem jejich technických řešení. Zvláště je uvedena podkapitola o způsobech ovládání, řízení a regulaci vnitřního mikroklimatu v kabinách automobilů. Poslední podkapitola pojednává o současném vývoji v oblasti návrhu vnitřního prostředí kabiny automobilu týkající se zejména designu kabiny a návrhu klimatizační jednotky. Podkapitola vznikla jako rešerše k problematice modelování prostředí kabin dopravních prostředků a obsahuje podstatnou část literárních zdrojů využitých při tvorbě Modelu tepelné zátěže kabiny automobilu, jehož vývoj je popsán v kapitolách 5 a 6.

2.1 Mikroklima

Mikroklima v kabině automobilů zásadním způsobem ovlivňuje tepelný komfort člověka. V prostředí kabin automobilů je kladen důraz na tepelný komfort nejen z důvodů pohodlí, ale také bezpečnosti. Vědecké studie v minulosti prokázaly vliv nevhodného pracovního prostředí na únavu a pozornost, což se týká i řízení automobilu. Při déletrvajících cestách (např. u řidičů z povolání) je vhodné mikroklima nezbytné a systémy pro zajištění vhodného mikroklimatu jsou jedním z důležitých bezpečnostních prvků automobilu. Doporučené hodnoty mikroklimatu v kabině automobilu jsou dle (Vlk, 2003) následující:

- teplota vzduchu 18 – 22 °C a jeho relativní vlhkost 40 – 60 %
- rychlost proudění vzduchu 0,1 m/s při 18 °C a 0,4 m/s při 23 °C
- výměna vzduchu na osobu (čistota vzduchu): 25 – 50 m³/h čerstvého vzduchu
- koncentrace škodlivin (čistota vzduchu): 0 – 0,17 % CO₂, 0 – 0,01 % CO a 0 – 1 mg/m³ prachu

Vnitřní prostředí kabiny automobilu a tudíž tvorba mikroklimatu uvnitř se značně liší od vnitřního prostředí budov. Kabina automobilu se vyznačuje velkou plochou prosklení, malým objemem vzduchu uvnitř a relativně nízkou tepelnou izolací, což má za následek větší míru ovlivnění provozními podmínkami. Mikroklima v kabině automobilu se utváří na základě tepelné výměny mezi exteriérem kabiny a okolním prostředím, mezi interiérem kabiny, posádkou a větrací soustavou napojenou na systém chlazení a vytápění. Vzhledem k různorodým provozním podmínkám je mikroklima v kabině ovlivněno řadou faktorů:

- vnější vlivy: počasí (oblačnost, déšť, povětrnostní podmínky), orientace vozu vůči slunci, denní doba, rychlost jízdy (ovlivňuje tepelnou výměnu konvekcí automobilu s okolím)
- geometrie automobilu (plocha prosklení)

- materiálové vlastnosti interiéru i exteriéru: transmisivita, reflexivita, absorptivita, tepelná kapacita, měrná tepelná vodivost apod.
- nastavení klimatizace: vlhkost, teplota a množství přiváděného vzduchu
- počet osob uvnitř kabiny (produkce tepla a vlhkosti)

Vhodné mikroklima v kabině automobilu je nezbytné zajistit i během extrémních provozních podmínek. To je jedním z důvodů, proč musí být každý nový model vozu testován pro extrémní letní i zimní podmínky. Jelikož převoz do jiných zemí bývá časově náročný a drahý, bývají součástí každého většího vývojového centra automobilek tzv. klimatické komory (tunely). V nich běží nepřetržitě různé testy sledující chování jednotlivých komponent vozu (motor, klimatizační jednotka apod.). Pro testování extrémních letních podmínek bývá nastavena teplota v komoře standardně na 43 °C a intenzita slunečního záření na 1000 W/m². Pro testování zimních podmínek bývá klimatická komora vychlazena standardně na -20°C. Testování vozu ve skutečných provozních podmínkách je samozřejmě nezastupitelné a pro automobilky mohou být i dobrou reklamou, např. testování v poušti, na Sibiři apod.

Značný vliv na výsledek testů mají geometrie a použité materiály vozu. Každý typ vozu pak následně vyžaduje správně dimenzovanou klimatizační jednotku, aby byla schopna poskytnout vhodné prostředí i za extrémních podmínek. Rozložení povrchových teplot interiéru během provozních podmínek může být značně nehomogenní. V létě od sluníčka rozehrátá palubní deska má běžně povrchovou teplotu přes 70 °C, naopak zastíněné části interiéru mívají mnohem nižší teplotu blízkou teplotě vzduchu v kabině. V zimě naopak bývají nejchladnějšími povrchy interiéru okenní skla díky své malé tloušťce a relativně nízkému tepelnému odporu skla.

Uvnitř vozu lze docílit i přes nepříznivé okolní podmínky požadovaného mikroklimatu pomocí klimatizační jednotky. Při zapnutí klimatizace může teplota v rozehrátém autě poklesnout i o desítky stupňů během několika minut. Na úpravu vzduchu má zásadní vliv množství přiváděného vzduchu, jeho teplota a relativní vlhkost. Klimatizační jednotka je obvykle schopna dodávat vzduch o teplotách od zhruba 5 °C do 70 °C a množství vzduchu 300 kg/h v případě recirkulace (uzavřeného okruhu vzduchu) a 500 kg/h v případě otevřeného okruhu vzduchu. Relativní vlhkost přiváděného vzduchu lze regulovat od 0 do 100 % tak, aby se výsledná relativní vlhkost v kabině pohybovala v rozmezí 40 až 50 %. V závislosti na nastavení klimatizační jednotky a systému větrání nastává výměna a promíchávání vzduchu v kabině. Distribuci vzduchu v kabině lze řídit přepínáním větví větracího systému a také vlastním nastavením lamel u aktivních výústek. Při používání klimatizace je potřeba dbát na zdravotní hlediska. Není doporučeno směřovat studený vzduch z výústek přímo na sebe a vychlazovat kabinu na teplotní rozdíl větší než 7 °C oproti okolní teplotě. Naopak před opuštěním klimatizovaného prostoru je vhodné s předstihem vypnout klimatizační jednotku, tak aby se lidské tělo postupně připravilo na přechod do neklimatizovaného prostředí a neutrpělo tepelný šok.

Rychlostní a teplotní pole v kabině krátce po spuštění ventilace bývá značně nehomogenní. V případě již ustálených podmínek větrání, ale obvykle nedochází k dosažení jedné konstantní teploty v celém prostoru kabiny. Příčinou jsou vztahové síly, které chladný vzduch nutí klesat dolů a teplý naopak stoupat nahoru, což vede k ustálení teplot ve

vrstvách. V případě vypnuté ventilace se teplota vzduchu rozvrství (stratifikuje) od nechlazenějšího vespod po nejteplejší nahoře (např. zaparkované auto v létě). U ventilace puštěné na plný výkon rychlost proudu v jeho ose přímo za výústkou může přesahovat i 5 m/s, ale postupně dále od hlavního směru proudění tato rychlost značně klesá. V průměru v celé kabině pak dosahuje přibližně 0,1 – 0,2 m/s. Např. uvažujeme-li kabinu o velikosti 3 m³ a množství přiváděného vzduchu 100 l/s, lze snadno určit teoretickou dobu výměny vzduchu v kabině tj. 30 s. Vzhledem ke složitosti proudění v kabině automobilu se však skutečná doba výměny vzduchu (tzv. index stáří vzduchu) pro jednotlivé části kabiny liší. Některá místa v kabině bývají lépe provětrávána než jiná (např. špatně provětrávanými místy u vozů nižších tříd bývá prostor za opěrkami předních sedadel). Kvalita větrání kabiny je tedy dána jednak parametry nastavení větrací soustavy, ale také geometrií interiéru. V posledních letech automobilky mimo jiné věnovaly značnou pozornost využití Coandova jevu a jeho řízení pro účely větrání.

Kromě okolního prostředí podstatným způsobem ovlivňuje mikroklima v kabině vozu jeho posádka. V případě více osob jsou generované teplo a vlhkost nezanedbatelné. Metabolická produkce člověka sedícího v autě se pohybuje okolo 1 met, ale u řidiče hodnota metabolismu může dosáhnout více než 1,2 met. Produkce vlhkosti jednoho člověka je přibližně 65 g/h vody. Posledním z těchto nejdůležitějších parametrů, specifikujících tepelnou výměnu mezi člověkem a okolním prostředím kabiny, je tepelný odpor oděvu, který se podstatně liší pro letní (0,6 clo) a zimní období (1 clo i více).

Výsledné vnímání tepelného komfortu v kabině automobilu je tedy ovlivněno celou řadou faktorů a zde byli zmíněny pouze ty nejdůležitější. Navíc prostředí v kabině automobilu je silně nehomogenní s výraznými změnami vnitřního mikroklimatu. Z těchto důvodů nejsou vhodné stacionární modely tepelného komfortu uvažující člověka jako jeden celek, nýbrž je lepší použít dynamické vícesegmentové modely. Jedním z nich je také Svázaný model tepelného komfortu, o kterém pojednávají kapitoly 7 a 8.

V následujících třech podkapitolách 2.2, 2.3 a 2.4 jsou shrnuty základní poznatky související s úpravami mikroklimatu v kabině automobilu pomocí větrání, vytápění a chlazení. Jako hlavní zdroj informací pro tyto podkapitoly byla použita publikace (Gscheidle, 2002), z které byla převzata rovněž většina ilustrací (obr. 2.1 – 2.3, 2.5). Případně další informace o problematice úpravy mikroklimatu lze nalézt ve skriptu (Janotková, 1991) a o klimatizačních jednotkách automobilů lze nalézt více podrobností v knížce (Dale, 2006).

2.2 Větrání

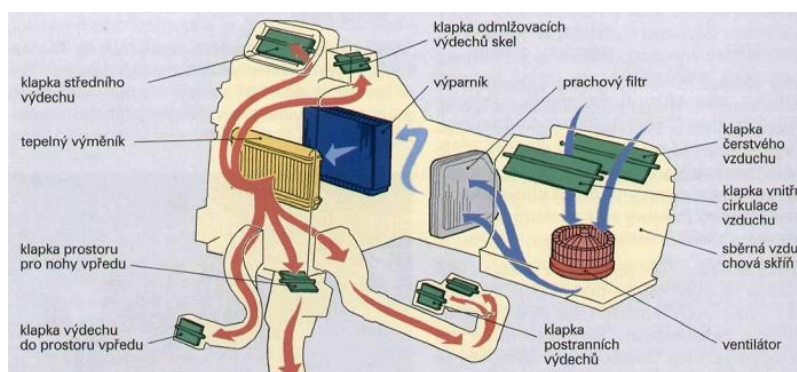
Větrání v kabině automobilu lze provést dvěma způsoby: přirozeným větráním otevřením oken a pomocí větrací soustavy. V případě zaparkovaného rozehrátého vozu lze přirozeným větráním podstatně snížit teplotu ve voze. Během jízdy zajistí přirozené větrání otevřeným oknem rychlou výměnu vzduchu v kabině. Ovšem za cenu průniku škodlivin do kabiny, zvýšení aerodynamického odporu, vzniku průvanu a hluku v kabině. Výhodou využití větrací soustavy je vyšší komfort jízdy a v případě zapnuté klimatizační jednotky se ani jiný způsob větrání nedoporučuje. Zejména v horkých letních dnech je zapnutí větrací soustavy a klimatizace jediným řešením, jak dosáhnout komfortní teploty uvnitř vozu.

2.2.1 Požadavky na větrací soustavy

Větrací soustava automobilu plní několik zásadních funkcí majících vliv na bezpečnost a komfort jízdy. Základní požadavky kladené na větrací soustavu jsou:

- Zajištění odmlžení či odmražení čelního skla a bočních skel i během špatných okolních podmínek tak, aby neomezovaly výhled řidiče z vozu. Zamlžování způsobuje nižší teplota vnitřního povrchu skel oproti teplotě rosného bodu. Příčinou zamlžování je tedy buď nízká teplota skla či vysoká vlhkost vzduchu v autě způsobená např. větším počtem osob v autě.
- Zajištění dostatečné výměny vzduchu v kabině tak, aby byl pro posádku přiváděn dostatek čerstvého, případně klimatizační jednotkou připraveného vzduchu a zároveň, aby vydýchaný vzduch byl odváděn výústkami pryč z prostoru kabiny. Přiváděný vzduch musí být filtrován tak, aby do kabiny nepřiváděl škodliviny, choroboplodné zárodky, prachové částí, aerosol či vodu.
- Zajištění rovnoměrného mísení vzduchu v kabině tak, aby se nevyskytovaly špatně větrané oblasti s nepříjemně vysokou či nízkou teplotou vzduchu.
- Poskytnutí komfortu během různých provozních podmínek. Větrací systém musí být schopen udržovat komfortní teplotu a přiváděný vzduch větráním nesmí vyvolávat nepříjemný pocit průvanu (tepelný komfort). Větrací systém musí být navržen tak, aby hladina hluku způsobené větráním byla na přijatelné úrovni (akustický komfort).

2.2.2 Rozvod a distribuce vzduchu



Obr. 2.1– Rozvod a distribuce vzduchu (Gscheidle, 2002).

Otevřený okruh s přívodem čerstvého vzduchu zvenčí, viz obr. 2.1. „Vnější vzduch je ventilátorem nasáván přes regulační klapku čerstvého vzduchu. Odtud proudí přes prachový filtr, ve kterém ze vzduchu odstraní nečistoty, např. prach, pyl atd. Ve výparníku se vzduch ochladí a voda v něm obsažená kondenzuje. Kondenzovaná voda je odváděna ven. Suchý, studený vzduch se v tepelném výměníku ohřívá na zvolenou teplotu. Odtud je přes rozváděcí klapky a výústky veden na požadovaná místa ve vnitřním prostoru vozidla” (Gscheidle, 2002).

Uzavřený okruh vzduchu s vnitřní recirkulací. „Vzduch je nasáván téměř výhradně z vnitřního prostoru vozu, čištěn v prachovém filtru, upravován v kondenzátoru a výměníku tepla a potom opět veden do vnitřního prostoru vozu” (Gscheidle, 2002). Vnitřní recirkulace

má význam v případě, že hrozí z venkovního prostředí průnik škodlivin, např. jízda tunelem nebo v dopravní zácpě.

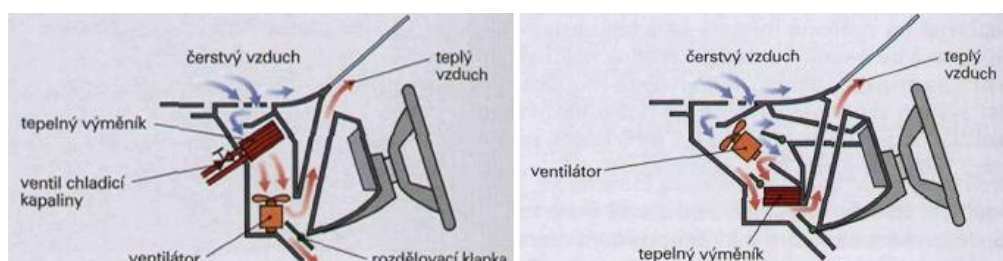
Vzduch je distribuován do kabiny prostřednictvím vyústek na přístrojové desce: odmlžovací (čelní defrost, boční defrost), centrální, levá a pravá vyústka. U novějších aut je vzduch rovněž rozváděn a distribuován vyústkami v zadní části vozu, které bývají umístěny na různých místech dle typu auta: u podlahy, u stropu, ve sloupku bočních dveří, v tunelu mezi předními sedadly. Větrací vzduch je přiváděn do kabiny díky přetlaku, způsobenému ventilátorem uvnitř větracího systému, případně náporovým účinkem vzduchu během jízdy². Vzduch opouští kabinu díky podtlaku ve vyústkách umístěných v zadních částech vozu: v bočních zadních dveřích nebo v kufru. V případě, že je zapnuta recirkulace vzduchu, vzduch je nasáván zpět vyústkami u nohou do větracího systému a klimatizační jednotky.

2.3 Vytápění

Systém vytápění v kabině automobilu slouží ke zvýšení teploty vzduchu uvnitř kabiny. Rozhodujícími veličinami jsou teplota a množství přiváděného vzduchu na vytápění. U spalovacích motorů je teplý vzduch na vytápění získáván v tepelném výměníku, v kterém mu je předáváno teplo od chladicího média motoru. V případě motoru chlazeného vzduchem, může být čerstvý vzduch ohříván teplem výfukových plynů. Obvykle je za ventilátorem část chladicího vzduchu oddělena, přivedena k tepelnému výměníku ve výfukové soustavě motoru a následně užita k vytápění. V tomto případě je však nezbytné, aby se do takto ohřátého vzduchu nedostaly výfukové plyny. U motorů chlazených kapalinou se vzduch určený k vytápění ohřívá v tepelném výměníku od horké chladicí kapaliny motoru (Gscheidle, 2002). Teplota vytápěcího vzduchu lze regulovat následujícími způsoby:

Protékaným množstvím chladicí kapaliny tepelným výměníkem viz obr. 2.2 vlevo, kdy množství chladicí kapaliny, protékající tepelným výměníkem a tím i množství předaného tepla, je měněno ventilem chladicí kapaliny.

Množstvím přiváděného vzduchu do větracího systému viz obr. 2.2 vpravo, kdy tepelným výměníkem protéká stále stejné množství chladicí kapaliny, ale množství přiváděného čerstvého vzduchu je regulováno směšovací klapkou, která nastavuje směšovací poměr mezi čerstvým vzduchem a vzduchem přicházejícím z tepelného výměníku. (Gscheidle, 2002).



Obr. 2.2 – Změna teploty vytápění: regulace množství chladicí kapaliny (vlevo), regulace množství přiváděného vzduchu (vpravo), (Gscheidle, 2002).

² ve vyšších rychlostech nad 60 km/h vzniká přetlak na přední části vozu, který umožňuje samovolné nasávání vzduchu

V některých automobilech s nízkou spotřebou fosilního paliva, např. hybridní pohony, úsporné diesely, elektromobily, může být odpadní teplo z motoru v některých provozních podmínkách nedostačující. Z tohoto důvodu je nutné do systému vytápění přidat nezávislý systém vytápění.

Jednou z možností je využití palivových ohřivačů (přímotopů), ve kterých dochází k nezávislému spalování paliva (nafta, benzín, plyn, etanol) a vzniklé teplo se předává chladicí kapalinou přímotopu (může být napojena i na motor) čerstvému vzduchu v tepelném výměníku. Takto ohřátý vzduch je pak přiváděn do interiéru vozu ventilátorem. Nezávislé palivové ohřivače jsou rovněž řešením pro elektromobily, aby se omezilo plýtvání elektrické energie z akumulátorů na vytápění.

Další možností je využití elektrického ohřivače umístěného do okruhu chladicí kapaliny motoru. Výhodou nezávislého topení je eliminace studených startů motoru během zimního období a také rychlejší vyhřátí kabiny. Pro zvýšení teploty přiváděného vzduchu se rovněž používá přídavné topení PTC využívající termistorů pro dohřev přiváděného vzduchu, obvykle se topení PTC řadí za tepelný výměník.

Předešlé postupy byly zaměřeny na zvýšení teploty uvnitř vozu vytápěným vzduchem. Pro zvýšení místního tepelného komfortu je navíc žádoucí zajistit, aby některé části interiéru nebyly příliš chladné. Pro tyto účely lze použít elektricky vytápěných příslušenství, zvyšujících teplotu kontaktních ploch, např. sedadel, volantů apod. Další možností, která není příliš obvyklá, je využití elektrických IR zářičů pro vyhřívání povrchu člověka tepelným zářením.

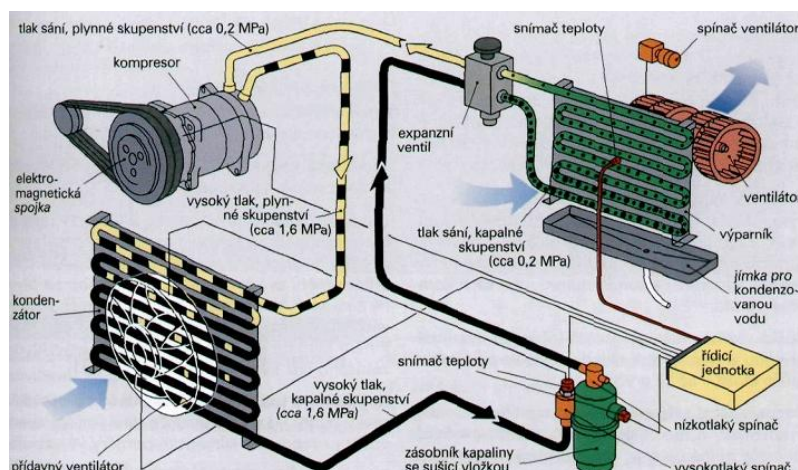
2.4 Chlazení

Pro chlazení kabin automobilů se nejčastěji používá klimatizační jednotka s klasickým chladícím kompresorovým oběhem, a proto jí bude věnována následující podkapitola. Doplnující alternativou ke klimatizační jednotce je využití tzv. termoelektrického jevu (Peltier-Seebeckův jev). Peltierův jev je přímá přeměna elektrického napětí na teplotních rozdílech odlišných materiálů (nejčastěji polovodičových typu P a N), na jehož principu fungují Peltierovy články. Peltierovy články mohou poskytnout okamžité a dobře regulovatelné chlazení. Jejich nevýhodou je nízká účinnost chlazení oproti kompresorovým systémům. Hodí se tedy převážně na lokální chlazení, nevyžadující velký výkon (např. chladicí boxy, případně vyhřívání/chlazení sedadla).

Klimatizační jednotka v automobilu má za úkol upravovat přiváděný vzduch, jeho teplotu (chlazení) a vlhkost (zvlhčení, vysoušení). Klimatizaci je vhodné použít, pokud chceme ochladit vzduch v kabině v případě, kdy nám to neumožňuje běžné větrání nebo pokud je potřeba zamezit zamlžování skel. Klimatizační jednotka se skládá ze tří samostatných okruhů: okruh chladiva, uzavřený a otevřený okruh vzduchu. Okruh chladiva slouží k odčerpání tepla z kabiny do okolního prostředí, které funguje na principu chladicího oběhu, viz podkapitola 2.4.1. Okruh vzduchu slouží pro nasávání vzduchu, jeho úpravu, rozvod a následnou distribuci do vnitřního prostředí kabiny. V případě uzavřeného okruhu vzduchu je vzduch nasáván z prostoru kabiny a jedná se o tzv. recirkulaci. V případě otevřeného okruhu vzduchu je nasáván čerstvý vzduch zvenčí, viz podkapitola 2.2.2.

2.4.1 Okruh chladiva klimatizace

Na obr. 2.3 je znázorněno schéma s jednotlivými součástmi okruhu chladiva, který se skládá z několika hlavních částí: kompresor, kondenzátor, filtr/vysoušeč (buď akumulátor nebo zásobník se sušící vložkou), expanzní ventil nebo tryska, výparník, vysokotlaké a nízkotlaké spojovací prvky, bezpečnostní prvky (tlakové a teplotní spínače) a chladivo.

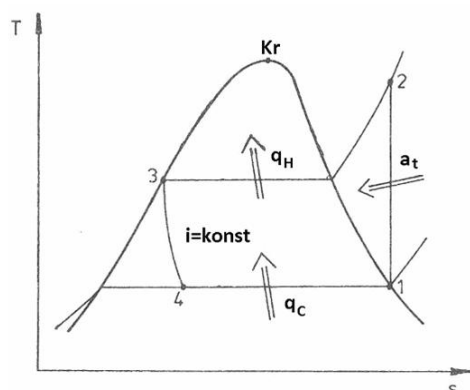


Obr. 2.3 – Soustava klimatizace – okruh chladiva, (Gscheidle, 2002).

V okruhu chladiva s kompresorem je realizován chladicí oběh (obrácený Clausius-Rankinův cyklus) využívající tlakový spád mezi jednotlivými částmi okruhu, který je dán fyzikálními parametry chladiva. Charakteristickým parametrem chladicího oběhu je chladicí faktor ε_{chl} , který vyjadřuje poměr získaného chladu ve výparníku q_c k přivedené technické práci kompresoru a_t . Efektivitu chlazení lze potom vyjádřit porovnáním skutečného chladicího faktoru s chladícím faktorem obráceného Carnotova cyklu.

$$\varepsilon_{chl} = \frac{q_c}{a_t} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} \quad (2.1)$$

Cílem návrhu chladicího oběhu je efektivní chlazení pro dané očekávané provozní podmínky, což souvisí s volbou chladiva. V následujících úvahách bude uvažováno chladivo R134a, které je dnes stále běžné v klimatizacích automobilů. Toto chladivo má při atmosférickém tlaku teplotu varu $-26,6^\circ\text{C}$ a kritický bod $T_{kr} = 100,9^\circ\text{C}$, $p_{kr} = 4,06\text{ MPa}$ a pracuje v tzv. subkritickém kompresorovém chladicím oběhu, který je znázorněn na obr. 2.4. Kompresorový oběh pracující dle Clausius-Rankinova cyklu se skládá z následujících dějů:



- (1–2) stlačování chladiva v kompresoru
*adiabatický děj
- (2–3) kondenzace chladiva v kondenzátoru
*izobarický děj
- (3–4) škrcení chladiva expanzním ventilem či tryskou
*izoentalpický děj
- (4–1) vypařování chladiva ve výparníku
*izotermicko - izobarický děj

Obr. 2.4 – chladicí oběh (Pavelek, 2003).

Okruh chladiva je rozdělen na vysokotlakou a nízkotlakou část. Vysokotlaké trubky vedou od výstupu kompresoru přes kondenzátor až před expanzní ventil, mají malý průřez a při provozu se zahřívají. Nízkotlaké trubky vedou od expanzního ventilu přes výparník až před vstup kompresoru, mají větší průřez a při provozu se ochlazují.

Tlakový spád vzniká v motorem poháněném kompresoru, který jednak podporuje cirkulaci chladiva, ale hlavně stlačuje chladivo v plynném skupenství přicházející z výparníku (bod 1: $p = 0,2 \text{ MPa}$, $T = -10 \text{ °C}$). Při stlačování chladiva kompresor koná technickou práci a_t a na jeho výstupu odchází stlačené a zahřáté chladivo v plynném stavu (bod 2: $p = 1,6 \text{ MPa}$, $T = 60 - 100 \text{ °C}$).

Z kompresoru přichází zahřáté chladivo do kondenzátoru, kde se chladivo prudce ochlazuje a přechází z plynného skupenství na kapalné (bod 3: $p = 1,6 \text{ MPa}$, $T = -10 \text{ °C}$). Při tomto pochodu odevzdává chladivo svému okolí teplo q_H , které se uvolnilo při kondenzaci chladiva. Chladicího účinku na povrchu trubek a žeber kondenzátoru (s rostoucí teplosměnnou plochou se zvyšuje účinek) je docíleno prouděním okolního čerstvého vzduchu, které vzniká náporovým účinkem během jízdy vozu.

Chladivo z kondenzátoru nemusí být vždy úplně zkapalněné, proto se před expanzní ventil předřazuje zásobník kapaliny se sušicí vložkou sloužící jako vyrovnávací nádoba. V ní se odlučuje plynné chladivo a sušicí vložka s filtrem následně odstraňuje nečistoty a vlhkost z chladicího okruhu, které by mohly vést k jeho poškození (koroze, namrzání).

Dále pak kapalné chladivo proudí k expanznímu ventilu, který reguluje množství chladiva vstřikovaného do výparníku. Expanzní ventil reprezentuje nejužší místo v okruhu chladiva, kde dochází k izoentalpickému škrcení. Za ním dochází k rozpínání a ochlazení chladiva, které následně vstupuje do výparníku jako směs kapaliny a páry (bod 4: $p = 0,2 \text{ MPa}$, $T = -10 \text{ °C}$).

Ve výparníku se „podchlazené“ chladivo mění z kapalného skupenství na plynné, neboť výparník je ohříván teplem od okolního vzduchu (buď čerstvého, nebo recirkulačního), který proudí okolo povrchu výparníku. Je to díky tomu, že aktuální teplota varu chladiva je nižší než povrchová teplota výparníku. Při tomto pochodu chladivo přijímá od ohřátého povrchu výparníku teplo q_C , které potřebuje k odpařování chladiva. Z výparníku plynné a ohřáté chladivo putuje ke kompresoru a celý cyklus se pak dokola opakuje.

Optimální množství chladiva vstřikované do výparníku je takové, aby se veškeré chladivo ve výparníku odpařilo, což závisí na tlaku sání a teplotě chladiva za výparníkem. Ideální je, aby chladivo vstupovalo do kompresoru ve formě přehřáté páry. Pokud by nedošlo k úplnému odpaření chladiva ve výparníku, hrozí nebezpečí průniku kapalného chladiva do kompresoru. Jelikož je kapalina nestlačitelná, znamenalo by to zničení kompresoru.

V chladícím okruhu jsou umístěny bezpečnostní vysokotlaké, nízkotlaké a teplotní spínače, které sledují aktuální stav (tlak a teplotu) chladiva v důležitých částech okruhu tak, aby nedošlo k jejich poškození. Tlakové spínače sledují, zdali se tlak chladiva pohybuje v přípustných mezích přibližně od 0,2 do 4 MPa, pokud ne, spínač vypne kompresor. Jeden teplotní spínač sleduje teplotu chladiva za kondenzátorem. V případě, že překročí cca. 60 °C , znamená to, že chladicí účinek na kondenzátoru není dostatečný a sepne se přídatný ventilátor (Gscheidle, 2002). Další teplotní spínač sleduje teplotu na povrchu výparníku tak,

aby neklesla pod 2 °C a nedocházelo tak k namrzání kondenzované vody z okolního vzduchu, čímž by byla snížena účinnosti výparníku.

Místo expanzního ventilu lze rovněž v oběhu použít trysku, u které nastává větší tlakový pokles, čímž se do výparníku dostává už jen kapalné chladivo. U okruhu s tryskou bývá zásobník kapaliny za kondenzátorem nahrazen akumulátorem za výparníkem, který zajistí odpaření případného zbytku kapalného chladiva a jinak plní obdobné funkce jako zásobník chladiva se sušící vložkou.

2.4.2 Chladiva

Chladiva jsou média používaná pro odebírání tepla, pomocí nichž lze dosáhnout nízkých teplot. Využívají fázové přeměny mezi kapalinou a plynem, díky níž se zvyšuje chladicí účinnost latentním teplem. Na chladiva v klimatizacích automobilů jsou kladeny přísné požadavky kvůli ekologii a bezpečnosti. Chladiva by měla být nehořlavá, nejedovatá, nekorozivní, schopna pracovat s nízkými pracovními tlaky. Zároveň by měla mít výhodné termodynamické vlastnosti: vysoké latentní teplo, co nejnížší hustota v kapalném stavu a naopak co nejvyšší v plynném stavu, vysoká kritická teplota, teplota varu chladiva při daném pracovním tlaku nižší než teplota okolí, nejlépe teplota nižší než 0 °C.

Vývoj chladiv začal v 19. století u přírodních anorganických chladiv na bázi CO₂, čpavku NH₃ či vody. V 20. století se vývoj ubíral směrem k syntetickým chladivům. Pro klimatizace automobilů bývalo používáno syntetické chladivo R12 (dichlordifluormethan CCl₂F₂) a jeho nástupce R134a (H₂FC-CF₃ Tetrafluoroetan). V nedávné době bylo prokázáno, že tato syntetická chladiva i přes své vynikající vlastnosti nejsou vůči životnímu prostředí šetrná. S ohledem na ekologii vzniklo nařízení 40/2006/EK - omezení pro osobní automobily. Jedním z omezujících kritérií je GWP < 150 (Global Warming Potential), které vyjadřuje míru přispívání ke skleníkovému efektu. Hodnota GWP = 150 znamená, že 1 kg chladiva vypuštěného do atmosféry má stejné následky jako 150 kg CO₂. Dalším sledovaným parametrem je index ODP (Ozone Depletion Potential), vyjadřující poměr účinku daného chladiva na rozpad ozónové vrstvy vůči účinkům freonu R11, respektive R12, které jsou velmi agresivní vůči ozónové vrstvě. Ideální hodnoty indexu ODP jsou nulové nebo téměř nulové, hodnota 1 je nepřijatelná. Index TEWI (Total Equivalent Warming Impact) navíc oproti indexu GWP zahrnuje vliv produkce CO₂ při výrobě použité elektrické energie na chlazení.

Níže v textu je uveden přehled běžně používaných chladiv do klimatizačních okruhů určených pro automobily, v závorce jsou uvedeny jejich ekologické parametry ODP a GWP. U chladiva R134a ($\begin{smallmatrix} \text{ODP}=0 \\ \text{GWP}=1300 \end{smallmatrix}$), které je nejběžnějším chladivem v současných klimatizacích automobilů, bylo prokázáno, že podporuje skleníkový efekt. Chladivo R12 ($\begin{smallmatrix} \text{ODP}=1 \\ \text{GWP}=2400 \end{smallmatrix}$) bylo legislativně zakázáno již dříve, neboť navíc poškozuje i ozónovou vrstvu. Dnes se tedy do popředí dostávají nová chladiva specifikovaná normou (ISO 13043, 2011): HFO1234yf ($\begin{smallmatrix} \text{ODP}=0 \\ \text{GWP}=4 \end{smallmatrix}$) tj. CH₂-CF₃Tetrafluorpropan a HFC-152a ($\begin{smallmatrix} \text{ODP}=0 \\ \text{GWP}=120 \end{smallmatrix}$), tj. C₂H₄F₂ Difluoretan, které méně přispívají ke skleníkovému jevu. Bohužel jejich nevýhodou je vyšší hořlavost a výbušnost, pokud se dostanou do kontaktu se vzduchem, což vyžaduje dražší technická řešení. Další alternativou jsou přírodní chladiva např. R744 ($\begin{smallmatrix} \text{ODP}=0 \\ \text{GWP}=1 \end{smallmatrix}$) na bázi CO₂. Jeho nevýhodou je

nutnost použití tzv. transkritického chladicího oběhu, kdy tlaky po kompresi dosahují nadkritické hodnoty, a tak při odvodu tepla nemůže docházet ke kondenzaci chladiva jako v subkritickém kompresorovém chladicím oběhu, což opět vyžaduje dražší technická řešení. Problematika chladicích oběhů a použitých chladiv je velice obsáhlá a vzhledem k současnému důrazu na ekologii i značně aktuální.

2.5 Řízení mikroklimatu v kabině automobilu

V dnešní době je klimatizační jednotka běžnou součástí automobilů, z hlediska řízení klimatizace rozlišujeme tři typy klimatizací: manuální, poloautomatická a automatická. U (polo)automatizovaných klimatizací lze řídit větrání, vytápění a chlazení elektronicky.

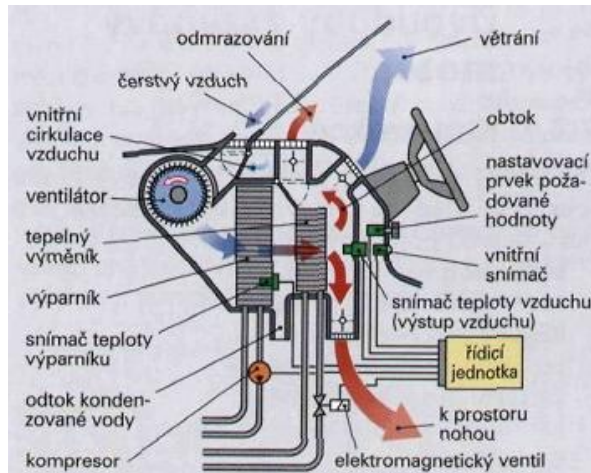
Jako první sériový vůz vybavený klimatizací byl Pontiac od General Motors (vyráběn od roku 1954), ale jednalo se na dlouhou dobu o ojedinělý případ. Obrat přišel během 70. a 80. let, kdy se klimatizační jednotka postupně stala běžnou součástí vozů vyšších tříd a během 90. let se začala objevovat i ve vozech nižších tříd. Zpočátku vývoje se jednalo o manuální typ klimatizace, u které se nedá redukovat výkon kompresoru, pouze teplota a množství přiváděného vzduchu. Výhodou manuálního typu klimatizace je paradoxně její jednoduchost a tím i nižší pořizovací ceně, což je důvod, proč se stále jedná o velice rozšířený typ klimatizace. Dalším vývojovým stupněm byly tzv. poloautomatické klimatizace, které jsou schopny regulovat výkon kompresoru a udržovat konstantní nastavenou teplotu vzduchu v kabině pomocí termostatu a teplotních čidel. Koncem 90. let byly pro vozy vyšších tříd vyvinuty plně automatizované klimatizace, které navíc automaticky řídí distribuci (klapky) a množství přiváděného vzduchu (otáčky ventilátoru). V posledních letech jsou luxusnější vozy vybavovány automatickými vícezónovými klimatizačními systémy (dvouzónové, čtyřzónové), které poskytují rozdílné podmínky vnitřního mikroklimatu pro řidiče, spolujezdce či posádku.

Automatické řízení mikroklimatu přináší větší bezpečnost a komfort, neboť řidič nemusí věnovat pozornost ručnímu nastavování teploty a směru přiváděného vzduchu z výustek. To za něj obstará elektronický řídicí systém, jehož ovladače jsou na přístrojové desce v dosahu řidiče. Řídicí jednotka vyhodnocuje sledované parametry a dle nastavení ovladačů je vyhodnocuje a následně elektronicky reguluje jednotlivé komponenty vozu.

U elektronicky řízeného vytápění lze ovladačem na přístrojové desce nastavit požadovanou teplotu uvnitř vozu. Teplota uvnitř kabiny je pomocí čidel zjišťována a v řídicí jednotce porovnávána s požadovanou hodnotou. V případě odlišnosti hodnot se reguluje teplota přiváděného vzduchu dle způsobů popsaných výše buď množstvím přiváděné chladicí kapaliny, nebo množstvím přiváděného čerstvého vzduchu. V případě řízení množství chladicí kapaliny se ovládá elektromagnetický ventil chladicí kapaliny. V případě řízení množství čerstvého vzduchu se elektromechanicky ovládá směšovací klapka (Gscheidle, 2002).

U (polo)automatizovaných klimatizací lze regulovat výkon kompresoru v chladicím okruhu. „Nejčastěji se používá pístový regulovaný kompresor (spirálový je méně obvyklý). Oproti neregulovanému kompresoru, kde je množství dopravovaného chladiva řízeno vypínáním a zapínáním elektromagnetické spojky v pohonu kompresoru. U regulovaných

kompresorů se mění zdvih jednotlivých pístů, a tím i množství dopravovaného chladiva. U moderních regulovaných kompresorů může být přepravované množství regulováno v rozmezí 0 až 100 %, takže odpadá i elektromagnetická spojka” (Gscheidle, 2002). Na obr. 2.5 je ukázán způsob elektronického řízení klimatizace.



Obr. 2.5 – Elektronicky řízená klimatizace (Gscheidle, 2002).

U novějších vozů komunikaci mezi řídicí jednotkou, snímací a regulační technikou zajišťuje CAN sběrnice. Posílané šifrované signály mají danou prioritu dle účelu komponenty. Nejvyšší prioritu mívají prvky související s bezpečností a řádným chodem vozidla, např. airbag, brzdový systém, motor, převodovka apod. Nižší prioritu mívají komfortní prvky, jako jsou klimatizační jednotka a systém vytápění. Klimatizační jednotka průběžně dostává signály od senzorů umístěných vně i uvnitř kabiny.

V kabině automobilu bývá obvykle sledována intenzita slunečního záření pomocí fotodiody snímající protékající proud, která je umístěna na palubní desce pod čelním sklem. V prostoru kabiny pak bývají dále senzory pro sledování teploty a vlhkosti vzduchu, které udávají aktuální informace o mikroklimatu uvnitř. V případě vícezónových klimatizací bývá sledována každá zóna zvlášť. Na základě aktuální sledované teploty v kabině a nastavené požadované teploty řídicí jednotka vyhodnotí, zdali je potřeba chladit či vytápět a automaticky reguluje množství, teplotu a směr přiváděného vzduchu. V automobilu je kromě teploty vzduchu rovněž sledována jeho kvalita, tj. koncentrace škodlivin (CO_2 , apod.) pomocí senzorů kvality vzduchu. Senzory jsou umístěny jak v prostoru kabiny automobilu, tak v okruhu vzduchu. „S rostoucí koncentrací škodlivin se snižuje odpor snímače a jím protékající proud roste, přičemž je měřítkem koncentrace škodlivin. Ve vnitřním prostoru vozu se připouští určitá střední kvalita vzduchu. Jestliže je koncentrace škodlivin v čerstvém vzduchu podstatně vyšší než přijatelná jakost vzduchu ve vnitřním prostoru, přepne elektronická řídicí jednotka klimatizační soustavy samočinně na okruh uzavřený, tj. na 100% vnitřní recirkulaci” (Gscheidle, 2002). Naopak pokud je kvalita vzduchu ve vnitřním prostoru špatná, přepne řídicí jednotka klimatizace z režimu recirkulace vzduchu na režim přívod čerstvého vzduchu.



Obr. 2.6 – Ovládací panel dvouzónové automatické klimatizace Climatronic ve voze VW Golf.

Na obr. 2.6 je ukázka ovládání dvouzónové automatické klimatizace Climatronic pro VW Golf. Uživatel si může pomocí tlačítek nahoře nastavit (zleva): intenzivní rozmrazování čelního skla, proudění vzduchu na skla, proudění vzduchu na horní část těla, proudění vzduchu na nohy, režim recirkulace vzduchu s čidlem kvality

vzduchu, vyhřívání zadního skla. Pomocí ovladačů dole lze nastavit (zleva): nastavení požadované teploty na levé straně (+ vyhřívání sedadla), automatický provoz (AUTO), vypnutí klimatizace (OFF), nastavení otáček ventilátoru (uprostřed), zapnutí/vypnutí chlazení (AC), zapnutí/vypnutí dvouzónového režimu (DUAL), nastavení požadované teploty na pravé straně (+ vyhřívání sedadla). Ovládání může být ještě doplněno o tlačítko nezávislého přídatného topení. Po sepnutí automatického režimu přebírá starost o ovládání výústek a klimatizační jednotky řídicí systém, který udržuje nastavenou požadovanou teplotu, případně vlhkost pro jednotlivé zóny. Climatronic a samozřejmě i jiné značky automatických klimatizací umožňují přechod na poloautomatický či manuální režim, což přispívá k tomu, že člověk má pocit, že techniku kontroluje on, nikoliv ona jeho.

2.6 Návrh vnitřního prostředí kabiny

V dnešní době vývoj návrhu větrání a klimatizování kabiny automobilů sleduje dva základní cíle: snížit spotřebu energií a poskytnout komfortní prostředí pro všechny provozní a klimatické podmínky.

Trend ve vývoji nových automobilů směřuje k redukci spotřeby energií jednak z ekonomických důvodů: v posledních letech cena pohonných hmot má rostoucí tendenci, ale také z ekologických důvodů: snížením spotřeby paliva je produkováno méně emisí škodlivin, jako jsou oxidy dusíku NO, NO₂ a oxidu uhlíku CO, CO₂. Tento trend je podporován jednotlivými státy, které do své legislativy přejímají stále přísnější normy na emise škodlivin u spalovacích motorů. Na výrobce automobilů je tedy vyvíjen stále větší tlak na snížení dopadu provozu automobilů na životní prostředí. Touto problematikou se již zabývalo několik výzkumných projektů, např. švédský projekt JTI (Bohm, 2002) nebo americký projekt Cool Car (Rugh a Farrington, 2008). Oba projekty prokázaly možnosti snížení tepelných zisků i ztrát kabiny (tím i energie nutné na klimatizování) pomocí nejrůznějších technických opatření (např. automatická regulace klimatizační jednotky), konstrukčních úprav kabiny (např. návrh výústek – umístění, velikost a tvar) či využitím specifických materiálů (např. reflexivní laky či skla). V posledních letech se vývoj obrátil směrem k elektromobilům, případně hybridním automobilům, které jsou podstatně šetrnější k životnímu prostředí, co se týče emisí škodlivin. Mezi první sériové vozy patřili Nissan Leaf, Citroen Zero, VW E-Golf, Chevrolet Volt, apod. V současné době rovněž probíhá projekt MUTE, jež si klade za cíl vyvinout elektromobil vhodný pro městský provoz. Slabinou elektromobilů je zatím malá kapacita baterií, která umožňuje dojezd přibližně 150 km, oproti 500 km v případě konvekčního auta s nádrží fosilního paliva.

V dnešní době návrháři nových modelů automobilů během vývojové fáze stále více využívají virtuální vývojový proces, který pomáhá při návrhu parametrů kabiny a klimatizační jednotky. Tento proces umožňuje predikci podmínek vnitřního prostředí dříve, než je vyroben první prototyp vozu. Rozhodujícím faktorem ovlivňujícím mikroklima jsou parametry přiváděného vzduchu z klimatizační jednotky skrz výústky do kabiny. Podstatné jsou teplota, vlhkost, směr a rychlost přiváděného vzduchu. Popis proudění uvnitř kabiny je zásadní pro určení tepelného komfortu. Např. (Curle, 1997; Fujita a kol., 2001, Huang a Han, 2002; Al-Kayiem a kol., 2010) použili CFD simulaci pro popis proudění vzduchu v kabině a jeho vlivu na

přestup tepla konvekcí mezi částmi interiéru (případně člověkem) a vzduchem. Na základě detailního popisu přestupu tepla v okolí člověka následně vyhodnotili tepelný komfort. CFD simulace poskytuje detailní obraz o proudění uvnitř, distribuci teplot, informaci o stáří vzduchu (míra provětrávání). Avšak CFD výpočty vyžadují mnoho času na přípravu 3D geometrie, sítě a vlastní simulaci. Jedná se tedy o zdoluhavý proces a zcela nevhodný pro rychlé operační a řídicí systémy. Pro tyto účely je nutné použít zjednodušené, méně podrobné metody, které jsou schopny predikovat rozložení teplot v kabině a na jejich površích. (Arici a kol., 1999) vyvinuli designérský nástroj pro návrh klimatizační jednotky na základě výpočtu tepelné zátěže kabiny vozidla. Avšak model simuloval pouze přenos tepla konvekcí, vedením a slunečním zářením, přenos tepla dlouhovlnnou radiací byl zanedbán. (Konz, 2002) vyvinul dynamický model tepelné zátěže kabiny vozu VW Polo pro studium různých strategií větrání lišících se odlišnými umístěními výustek pro přivádění a odvádění vzduchu. (Wagner, 2009) představil rychlou metodu na predikci tepelné zátěže a predikci teploty vzduchu uvnitř kabiny. Jedná se o parametrický model, tj. je určený pro různé typy aut. Model byl kalibrován pomocí měření v klimatické komoře. Přestože se jedná o zjednodušený model, který uvažuje pouze pět různých zón o různých teplotách vzduchu, model je schopen postihnout stratifikaci vzduchu uvnitř kabiny.

V automobilovém průmyslu se pro návrhy kabiny a jejího větrání používají komerční výpočetní programy jako Theseus-FE (např. BMW, Volkswagen, Hyundai) nebo RadTherm (např. Ford, General Motors). Tyto výpočetní programy využívají bilanční popis proudění uvnitř kabiny pomocí tzv. advekčních schémat, které přímo definují hlavní směry, objemy vzduchu (zóny) a hmotnostní toky mezi jednotlivými zónami. Pro výpočet přenosu tepla radiací, jak dlouhovlnnou, tak krátkovlnnou, využívají 3D geometrii (nejčastěji ve formátu NASTRAN), která je nezbytná pro určení úhlových faktorů všech uvažovaných povrchů, výpočet stínění a oslunění jednotlivých ploch. Přestože výpočty pomocí těchto programů jsou podstatně rychlejší než výpočet pomocí CFD, nehodí se na použití v operačních podmínkách pro rychlé určení tepelné zátěže. Jejich primární využití spočívá v designu a návrhu větrání a vytápění kabiny.

3 TEPELNÝ KOMFORT ČLOVĚKA

Problematika tepelného komfortu úzce souvisí s tím, jak lidské tělo (fyzilogie) interaguje s okolním prostředím a také s tím, jak lidská psychika vnímá okolní prostředí. Problematice tepelného komfortu je věnována celá řada norem z oblasti ergonomie tepelného prostředí, jejich přehled je uveden v příloze v tab. B.1.

První dvě podkapitoly jsou věnovány interakci člověka s okolním prostředím a jeho vnímáním. Obsahují stručný popis základních principů tepelné výměny na povrchu a uvnitř člověka, termoregulace a základní poznatky o tepelném komfortu člověka. Třetí podkapitola stručně shrnuje způsoby měření tepelného stavu a komfortu člověka. Vzhledem k zaměření disertační práce na oblast počítačového modelování jí není věnováno tolik prostoru jako dalším dvěma podkapitolám o modelech fyzilogie a tepelného komfortu člověka. Kapitola uzavírá stručný přehled dostupných nástrojů pro simulaci tepelného komfortu v kabinách dopravních prostředků, zejména automobilů.

3.1 Interakce lidského těla s okolím

Lidské tělo nereaguje na okolní prostředí pouze pasivně, naopak člověk má prostředky proto, aby se mohl aktivně přizpůsobovat okolnímu prostředí. Fyzilogii člověka lze tedy rozdělit z hlediska interakce lidského těla s okolním prostředím na pasivní a aktivní systém. Pasivní systém charakterizuje fyzikální vlastnosti lidského těla a popisuje produkci a přenos tepla uvnitř lidského těla a také tepelnou výměnu člověka s okolím. Aktivní systém reprezentuje nervový systém člověka, který na základě podnětů z termoreceptorů řídí termoregulační odezvy a tím reguluje mechanismy v lidském těle. Pasivní systém tedy reprezentuje lidské tělo, aktivní systém jeho termoregulačních mechanismy a oba systémy jsou vzájemně propojeny.

3.1.1 Pasivní systém – tepelná výměna s okolím

Zásadní vliv na tepelný stav člověka má jeho tepelná bilance, která vyjadřuje vztah mezi množstvím tepla produkovaného a množstvím tepla odváděného z organismu do okolí. V případě tepelné rovnováhy, kdy nedochází k akumulaci tepla v tkáni, lze bilanční rovnici vyjádřit následovně: Lidský organismus produkuje teplo, které je přenášeno do okolního prostředí formou radiace, konvekce, vedení, vypařování a dýchání. Více informací z oblasti přenosu tepla lze nalézt v (P+Z, 2011a) či ve skriptech (Pavelek, 2003) a problematiku interakce člověka s jeho okolním prostředím lze nalézt v (Parson, 2003).

Záření (radiace) probíhá bez nosného média, naopak reálná média mohou jeho účinky tlumit³. Schopnost látky propouštět záření se nazývá transmisivita μ , absorbovat – absorptivita α , odrážet – reflexivita r , vyzařovat – emisivita ε . Dle 1. Kirchhoffova zákona optiky platí $\alpha + r + \mu = 1$. Navíc pro dlouhovlnné záření platí dle 2. Kirchhoffova zákona optiky, že ve stavu tepelné rovnováhy platí $\alpha = \varepsilon$. To, jakým způsobem záření projde či se odrazí, závisí na dalších optických vlastnostech, které nejsou předmětem zájmu této práce.

³ Média, která netlumí záření, se nazývají průteplivá ($\mu = 1$) – např. vakuum, suchý vzduch, atd.

Množství celkového vyzářeného tepla radiací za jednotku času vyjadřuje Stefan-Bolzmannův zákon $\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = F_{1 \rightarrow 2} \varepsilon_1 \sigma (T_1 + 273,15)^4 A_1$. Jedná se o funkční závislost množství tepelného toku vyzářeného tělesem (1) do okolí (2) na jeho povrchové teplotě T_1 , ploše A_1 a emisivitě ε_1 , kde $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}]$ je Stefan-Bolzmannova konstanta. Naopak z okolí (2) přijímá těleso (1) tepelný tok $\dot{Q}_{2 \rightarrow 1} = F_{2 \rightarrow 1} \varepsilon_2 \sigma (T_2 + 273,15)^4 A_2$. Výsledné přenesené množství tepla za jednotku času je pak rovno jejich rozdílu. V předešlých vzorcích vystupují veličiny $F_{1 \rightarrow 2}, F_{2 \rightarrow 1}$, tzv. úhlové faktory, jimiž je podmíněna tepelná výměna zářením mezi dvěma povrchy. Úhlové faktory vyjadřují vzájemné geometrické uspořádání těles v prostoru, tj. „jak na sebe tělesa vidí“.

Zobecněním Stefan-Bolzmanna zákona je Planckův vyzařovací zákon, který našel uplatnění v kvantové fyzice. Intenzita záření (v našem případě tepelný tok) je navíc závislá na frekvenci respektive vlnové délce záření. Množství přenesené energie se pak vyjadřuje po tzv. kvantech příslušných dané frekvenci (případně rozsahu frekvence) a zavádí se spektrální veličiny: emisivita, transmisivita a absorptivita, které popisují chování materiálu vůči různým spektrům záření. Poloha maxima závislosti intenzity záření, kterou popisuje Planckův zákon, je dána Wienovým posunovacím zákonem $\lambda_{\text{max}} = 2,898 \times 10^{-3} / T$, který říká že: „vlnová délka záření s největší intenzitou λ_{max} je nepřímo úměrná termodynamické teplotě černého tělesa“. Další informace lze nalézt například v (Škorpík, 2011). Mezi nejznámější spektra seřazené sestupně dle vlnové délky (dle energií vzestupně) patří:

- Radiové vlny (více než 10 cm), mikrovlny (1 mm – 10 cm)
- Infračervené (IR) záření (760 nm – 1 mm),
 - dlouhé (30 – 1000 μm), střední (5–30 μm), blízké (0,76 – 5 μm)
- Viditelné světlo (380 – 740 nm)
 - červená (625 – 740 nm), žlutá (565 – 590 nm), zelená (520 – 565 nm), modrá (430 – 500 nm), fialová (380 – 430 nm)
- Ultrafialové (UV) záření (10 – 400 nm)
 - blízké – UV-A, UV-B, UV-C (200 – 400 nm), daleké (10 – 200 nm)
- Rentgenové záření (0,1 – 10 nm), gama záření (méně než 0,1 nm).

V této práci nebudeme uvažovat příliš podrobné rozložení spektra. Pro naše účely bude dostačující pouze rozlišovat mezi vlastnostmi krátkovlnného a dlouhovlnného záření.

- Dlouhovlnné záření (4 μm a více) je tzv. tepelné IR záření, které vyzařují tělesa do povrchové teploty 725 °C.
 - Krátkovlnné záření (méně než 4 μm) se skládá z blízkého IR, viditelného a z blízkého UV záření. Do této kategorie patří sluneční záření, neboť krátkovlnné záření tvoří podstatnou složku energetického spektra slunečního záření.
- ❖ Lidská pokožka má obzvláště vysokou krátkovlnnou absorptivitu a dlouhovlnnou emisivitu, a to zhruba 0,97 až 1. Z hlediska zdraví člověka platí, že čím nižší vlnová délka tím horší účinky. UV-A: považuje se za neškodné (až 99 % celého UV spektra, které zemská atmosféra propouští), UV-B: dlouhodobě zhoubné (spálení pokožky, podporuje vznik rakoviny kůže), UV-C: proniká i hlouběji do člověka, gama záření: smrt z ozáření (vzniká např. jaderným výbuchem). Nebezpečné krátkovlnné záření typu UV-C a UV-B,

kteřé přichází od Slunce je naštěstí pohlcováno ozónovou vrstvou Země.

Proudění (konvekce) se uskutečňuje prostřednictvím proudící tekutiny, která obtéká povrch daného tělesa a je popsáno Newtonovým „ochlazovacím“ zákonem $\dot{Q} = h_c \cdot (T_w - T_\infty) \cdot A$, kde T_∞ je teplota okolní tekutiny, T_w je teplota obtékaného povrchu a A je její plocha. Součinitel přestupu tepla konvekcí h_c v sobě zahrnuje více důležitých parametrů: charakter proudění (laminární, turbulentní), fyzikální vlastností tekutiny (viskozita, smáčivost), geometrie obtékání, vlastnosti tekutiny, apod. Obvykle se určuje empiricky pro daný případ, případně pomocí CFD simulace, tj. numerickým výpočtem Navier-Stokesových rovnic, nebo pomocí podobnostních kritérií, ve kterých vystupují bezrozměrná podobnostní čísla:

Nusseltovo:

$$Nu = \frac{h_c \cdot L}{k}$$

Grashofovo:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot L^3}{\nu^2}$$

Prandtlovo:

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{k}$$

Reynoldsovo:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu}$$

kde L je charakteristický rozměr obtékaného tělesa, k je součinitel tepelné vodivosti, β je součinitel objemové roztažnosti, g je konstanta tíhového zrychlení Země, ρ je hustota, c_p je měrná tepelná kapacita při stálém tlaku, ν je kinematická viskozita a v je rychlost proudění. Součinitel přestupu tepla h_c lze vypočítat z definice Nusseltova čísla, které lze určit pomocí konkrétní kritériální rovnice pro daný případ. Konvekci rozlišujeme dle podstaty vzniku na:

- volná (přirozená) konvekce – volné proudění vyvolané vztakovými silami, které vznikají v důsledku rozdílného rozdělení teplot v místnosti, např. pára nad hrncem: teplá pára stoupá vzhůru. Kritériální rovnice má tvar: $Nu = f(Gr, Pr)$
- nucená konvekce – proudění tekutiny (např. vzduchu) vyvolané vnějšími silami, např. ventilátorem, čerpadlem. Kritériální rovnice má tvar: $Nu = f(Re, Pr)$
- smíšená konvekce – sloučení vlivu volné a nucené konvekce dohromady
- fázové přeměny – dochází na povrchu i v objemu látky ke změně skupenství, např. těkavé látky, kondenzace par, var apod.

❖ Přenos tepla konvekcí z okolí na člověka, lze rovněž vyjádřit formou tepelného odporu konvekcí. Např. uvažujme prostředí o teplotě prostředí 24 °C, člověk má letní oděv 0,5 clo a v prostředí je nulová rychlost proudění vzduchu. Při těchto podmínkách je tepelný odpor konvekcí 0,9 clo a celkový tepelný odpor je 1,4 clo. Pokud se bude zvyšovat rychlost vzduchu, bude se snižovat tepelný odpor vzduchu, neboť bude intenzivněji probíhat výměna tepla konvekcí. Při odporu vzduchu konvekcí blízkému se k nule, bude mít větší význam na izolaci člověka, že fouká nežli to, že má na sobě oděv.

Vedení (kondukce) – Při vedení tepla se mikroskopické částice nepřemisťují, tak jako u konvekce. Teplo se přenáší prostřednictvím kmitání mikroskopických částí kolem své rovnovážné polohy. Přitom částice naráží na okolní částice a předávají si mezi sebou část své pohybové energie. Směr tepelného toku je dán rozdílem teplot (střední kinetickou energií částic), směřuje z oblasti vyšších hodnot k nižším. Přenos tepla vedením popisuje Fourierova rovnice, která má v jednorozměrném případě následující tvar: $\dot{Q} = -k \cdot A \cdot dT/dx$, kde osa x označuje směr šíření tepla.

❖ Tepelná výměna člověka s okolím vedením nastává v případě kontaktu člověka s okolními

předměty (židle, podlaha, atd.). Vzhledem k tomu, že vzduch se chová jako tepelný izolant, lze tepelnou vodivost okolního vzduchu zcela zanedbat. Tepelný tok vedením mezi člověkem a okolím bývá zpravidla menší než je tok konvekcí a radiací, ale např. v případě vyhřívaných sedadel, hraje podstatnou roli při tvorbě komfortu.

Vypařování (evaporace) – Patří mezi fázové přeměny a jedná se tedy o zvláštní případ konvekce. Pro uskutečnění látkové přeměny vypařováním je potřeba dodat latentní teplo výparné. Toto teplo je odebíráno z vlhkého povrchu, čímž je ochlazován. Množství odpařené látky, tj. množství odváděného tepla, závisí na teplotě okolního vzduchu a na jeho vlhkosti (koncentraci vodních par ve vzduchu). Vypařování lze popsat pomocí principu difuze, konkrétně pomocí 1. Fickova zákona, který je v jednorozměrném případě definován následovně: $\frac{dm}{dt} = -\frac{(p_a - p_a'')}{\lambda_{H_2O} \cdot R_e} \frac{dT}{dx}$, kde p_a [Pa] je parciální tlak vodních par ve vzduchu, p_a'' [Pa]

je parciální tlak nasycených vodních par ve vzduchu λ_{H_2O} [J/kg] je měrné výparné skupenské teplo vody, m [kg] je hmotnost vody na povrchu tělesa, R_e [m²PaW⁻¹] je součinitel tepelného odporu vypařováním a t je čas [s].

- ❖ Množství tepla odvedeného vypařováním z lidského těla v neutrálním prostředí činí zhruba 25 % celkových tepelných ztrát. V horkém prostředí vypařování převyšuje všechny ostatní tepelné toky do okolí dohromady, neboť člověk je schopen pocením regulovat množství vyloučené vody na povrchu pokožky, tedy i množství odpařované tekutiny. Jedná se o nejúčinnější a jediný možný způsob výdeje tepla, který zabraňuje přehřátí organismu v podmínkách, kdy teplota okolí je vyšší než teplota těla.

Dýchání (respirace) – Jedná se o kombinaci nucené konvekce s fázovou přeměnou vypařování.

- ❖ U člověka při výdechu či nádechu dochází v dýchacím traktu k proudění vzduchu, které konvekcí odvádí tepelný tok do okolí, zároveň se ze sliznic odpařuje voda, čímž se zvlhčuje vydechovaný vzduch, a odebírá se tak z cest dýchacích i tepelný tok vypařováním. Velký vliv na tepelnou výměnu dýcháním má intenzita dýchání, tj. množství vzduchu vyměněného s okolím. Vztahy pro určení tepelných ztrát dýcháním jsou čistě empirické, a obvykle se vyjadřují v závislosti na vykonávané činnosti, která souvisí s množstvím vdechovaného a vydechovaného vzduchu.

3.1.2 Pasivní systém – produkce a přenos tepla uvnitř člověka

Člověk produkuje tzv. metabolické teplo, které vzniká svalovou činností a jako vedlejší produkt při metabolických přeměnách. Teplo se tvoří hlavně v jádře těla v játrech, srdci a také svalech. V chladném prostředí se zvětšuje rychlost metabolických přeměn (tzv. Q₁₀ efekt) a svalovou činnost doplňuje svalový třes. V případě, že teplota okolí je nižší než tělesná teplota, prostupuje teplo vedením na povrch skrz vrstvy tkáně (svalové, tukové, podkožní vazivo a kůži) a odchází do okolí. Tuková vrstva omezuje tento prostup tepla díky svým izolačním vlastnostem a má velký vliv na celkovou redukci tepelných ztrát lidského těla. Lidé s větším podílem tukové tkáně jsou odolnější vůči působení chladu. Kromě prostupu tepla vedením je nezanedbatelný vliv proudění krve velkými cévami, které se dále rozvětvují

do kapilárních a venózních plexů umožňujících prokrvení tkání v blízkosti povrchu. Za normálních okolností se krev vrací k srdci žilami, které vytváří na končetinách dva systémy: jeden povrchový, který vidíme na svých končetinách, a dále systém hluboký, který běží podél tepen mezi svaly. Krev uvnitř hlubokých žil, která je relativně chladnější (vrací se z končetin směrem k srdci), se ohřívá od krve tepen, které jsou hned vedle, tj. dochází k protiproudé tepelné výměně krví (Counter-Current Heat Exchange, zkratka CCX).

Při fyzické zátěži lidské tělo spaluje energii a produkuje mechanickou práci. Lidské tělo nemá příliš vysokou mechanickou účinnost, takže se velká část energie přemění na teplo produkované ve svalové tkáni. Při této metabolické přeměně energie je zapotřebí dostatečné množství kyslíku, které je doručováno krevním systémem z plic. Při vyšší fyzické zátěži je nutné zvýšit dodávku kyslíku, lidské tělo to řeší zintenzivněním dýchání, tzn. větším množstvím vdechovaného vzduchu a zvýšením dechové frekvence dýchání. Dalším projevem je vyšší tepová frekvence srdce a tím i vyšší krevní tok cévami.

3.1.3 Aktivní systém – termoregulace

Člověk, podobně jako ostatní savci, se vyznačuje udržováním tělesné teploty v určitých teplotních mezích. Za normálních okolností je tvorba a výdej tepla v rovnováze a udržuje se v rozsahu vnitřních tělesných teplot od 35,8 °C do 37,4 °C (Profmartinik.cz, 2010). Tělesná teplota je řízena hypothalamem, který vyhodnocuje signály obdržené jak z periferních termoreceptorů v pokožce, tak i vnitřních termoreceptorů v míše, břišní dutině, kolem velkých žil a v hypothalamu samotném. Periferní termoreceptory rozlišujeme na chladová a tepelná tělíška. Jedná se vlastně o volná nervová zakončení, která nejsou rovnoměrně rozložena po celém těle, což má za následek, že některé části jsou citlivější na chlad či na teplo než jiné. Největší hustota tělíšek je v oblasti obličeje a vnější straně předloktí, naopak nejmenší hustota tělíšek je v oblasti zad.

Termoregulační chování je u člověka nejúčinnějším mechanismem, který zabraňuje ztrátám tepla (oblékání, schoulení se, ukrytování se v závětrí, apod.). V případě, že termoregulační chování nelze použít či je nedostačující pro udržení tepelné rovnováhy, aktivuje hypothalamus termoregulaci na snižování či zvyšování tělesné teploty.

a) Snižování tělesné teploty

- **Vasodilatace cév** je reakce na horko, kterou se rozšíří příčný průřez cév a umožní se větší průtok krve do okrajových částí těla. Zvýšeným prokrvováním pokožky se celkově zvýší povrchová tělesná teplota a tepelný tok odcházející do okolí, výsledkem je potom snížení tělesné teploty. Pokud teplota okolí přesáhne povrchovou teplotu člověka, zůstává jediným termoregulačním mechanismem pocení.
- **Pocení** je velice účinný způsob ochlazování, kdy se na pokožce vylučuje pot (převážně voda obsahující ionty Na⁺, K⁺ a Cl⁻, ale i kyselina mléčná a močovina). Voda s ionty se v horkém prostředí začne odpařovat a tím dochází k odebírání tepla z pokožky. V extrémním horku může vznikat u neaklimatizovaného člověka až 1000 ml potu za hodinu (Profmartinik.cz, 2010).

b) Zvyšování tělesné teploty

- **Vasokonstrikce cév** je reakce na chlad, kterou se zúží příčný průřez cév a tím se do okolní tkáně (zejména v oblasti končetin) dostává méně krve, čímž se sníží tepelné ztráty člověka do okolí. Organismus se tak brání podchlazení životně důležitých orgánů na úkor těch okrajových, což je příčinou vzniku omrzlin na okrajových částech těla (konečky prstů apod.) při extrémně chladných podmínkách.
- **Svalový třes** je reakce na chlad vyvolávající zvýšené svalové napětí, které přechází ve svalové kontrakce, čímž dochází k rychlému zvýšení tělesné teploty.
- **Chemická termogeneze** nastane v případě, působí-li chlad na organismus po delší dobu. Pak nastává tvorba tepla chemickou cestou zvýšením rychlosti metabolických přeměn (tzv. Q_{10} efekt).

V případě selhání termoregulace v extrémních podmínkách člověku hrozí podchlazení (hypotermie) či přehřátí (hypertermie). „Pokud selže mechanismus zvyšování tělesné teploty, dochází k hypotermii, tj. poklesu teploty tělesného jádra pod 35 °C. Při poklesu teploty tělesného jádra pod 34 °C dochází k poruchám vědomí, o dva stupně méně vzniká bezvědomí. Člověk umírá při poklesu teploty tělesného jádra na 24 °C z důvodu selhání dýchání nebo selhání srdce” (Vitalion.cz, 2011). Pokud selže mechanismus snižování tělesné teploty (příčinou může být vysoká teplota a vlhkost, nedostatek vody v těle) dochází k hypertermii, tj. tělesná teplota nekontrolovaně stoupá přes 41 °C, dochází k poruchám vědomí a posléze nastává smrt. I když je člověk v této fázi zachráněn, mozek již může mít nevratná poškození (Aucliams A., 1997).

3.2 Vnímání okolního prostředí

Základními veličinami pro popis vnímání okolního tepelného prostředí jsou tepelný pocit a komfort. Dle definice ASHRAE je tepelný komfort stavem mysli vyjadřující spokojenost s tepelným prostředím. Okolní prostředí působící na lidské tělo odvádí či přivádí určitý tepelný tok, který je ovlivněn jak fyzikálními ději (konvekce, záření, vedení, vypařování apod.), tak i fyziologií člověka (nervová zakončení, termoregulace apod.). Změny teploty lidského těla jsou zaznamenávány nervovým systémem, jehož signály v lidské mysli evokují určitý tepelný pocit chladu či tepla. Tepelný pocit je subjektivní veličinou, tj. pokud bychom se ptali více lidí, jak vnímají dané prostředí, došli bychom k různým výsledkům. Po jejich statistickém zpracování lze najít jeden „průměrný“ tepelný pocit, který vypovídá o tom, jak by se cítila v daném prostředí větší skupina lidí (např. index PMV, TSENS). Tepelný komfort následně vyjadřuje, jak je člověk spokojený či nespokojený s tepelnými pocity (např. index DISC), například v horkém prostředí může člověk vnímat jako příjemné (komfortní) chladné pocity na určitých částech lidského těla. Někteří autoři striktně nerozlišují mezi tepelným pocitem a komfortem a používají jedné stupnice pro vyjádření tepelných pocitů a komfortu (např. index MTV). Hlavní činitele, které ovlivňují tepelný komfort člověka ve vnitřním prostředí budov, jsou dle Fangerova rozděleny na činitele prostředí a činitele osobní, viz následující přehled. V prostředí kabin dopravních prostředků má nezanedbatelný vliv rovněž intenzita dopadajícího slunečního záření, kontakt člověka se sedadlem a doba, po kterou je

člověk vystaven danému prostředí. V daném prostředí, pro danou intenzitu činnosti a tepelný odpor oděvu je tepelný komfort navíc ovlivněn doplňujícími činiteli souvisejících s fyziologickými faktory (pohlaví, věk, tělesná konstituce, množství tuku, hmotnost, úroveň aklimatizace apod.), ale i psychologickými (únava, stres, očekávání apod.).

a) Činitelé prostředí

- | | | |
|-----------------------------|-----------|-------|
| • Teplota vzduchu | T_a | [°C] |
| • Střední radiační teplota | T_r | [°C] |
| • Relativní vlhkost vzduchu | φ | [%] |
| • Rychlost proudění vzduchu | v | [m/s] |

b) Činitelé osobní

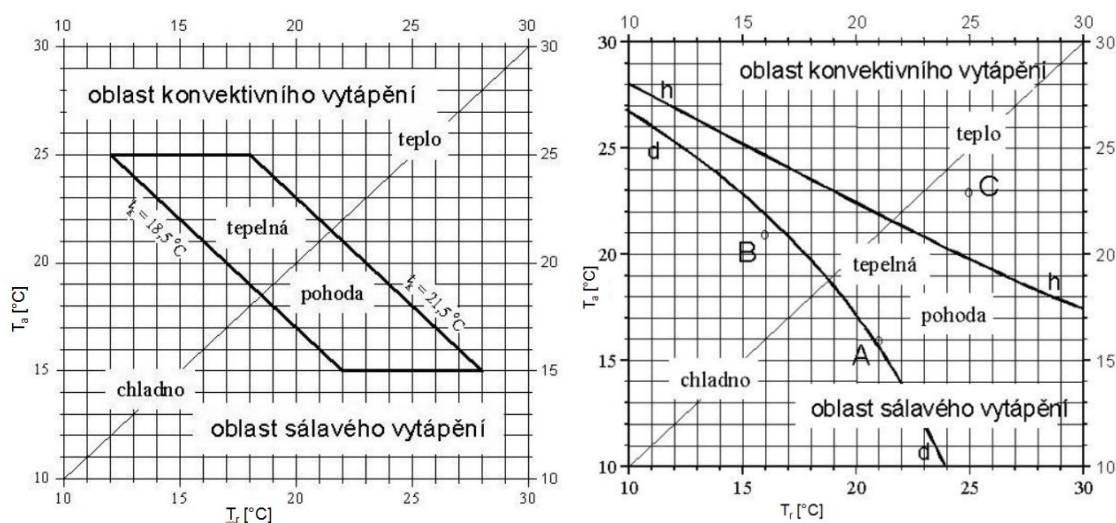
- | | | |
|---|----------|---|
| • Tepelný odpor oděvu | R_{cl} | $[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$, I_{cl} [clo] |
| • Metabolická produkce tepla (intenzita činnosti) | M | $[W \cdot m^{-2}]$, M [met] |

Teplota vzduchu T_a je teplota interiérového vzduchu bez vlivu radiace z okolních povrchů. Střední radiační teplota T_r je myšlená rovnoměrná společná teplota všech ploch v prostoru, při níž by byl přenos tepla z těla radiací stejný jako ve skutečnosti. Relativní vlhkost vzduchu φ udává míru nasycení suchého vzduchu vodní parou. Rychlost proudění vzduchu v společně s intenzitou turbulence ovlivňuje přenos tepla prouděním a odpařováním vlhkosti z pokožky a může způsobit pocit průvanu. Oděv je jeden z hlavních faktorů ovlivňujících odvod tepla z lidského těla do okolí. Tepelný odpor oděvu R_{cl} je nejdůležitějším parametrem oděvu, dalšími jsou např. prodyšnost, druh materiálu apod. Pro účely oděvních firem byla v Americe zavedena jednotka clo, která definuje tepelný odpor oděvu dle typu oblečení. $I_{cl} = 1$ clo odpovídá zimnímu oděvu, jehož tepelný odpor je $R_{cl} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$. Metabolická produkce tepla M je nejvíce závislá na intenzitě vykonávané činnosti. Pro popis intenzity činnosti se používá jednotka met. 1 met odpovídá činnosti odpočívání člověka vsedě, kdy člověk produkuje tepelný tok $58,2 \text{ W} \cdot m^{-2}$. Produkce tepla svalovým třesem může být ovlivněna také úrovní aklimatizace člověka. Rozlišuje se krátkodobé fyziologické přizpůsobení okolním podmínkám, které je dosahováno za 20 až 30 minut. Existuje však i dlouhodobé přizpůsobení se, kdy aklimatizace může trvat až 6 měsíců.

Z důvodů zjednodušení popisu prostředí z hlediska tepelné výměny byly zavedeny pomocné fyzikální veličiny, které zahrnují více vlivů prostředí dohromady, viz příručka ASHRAE (American Society of Heating, 2001). Mezi nejznámější patří:

- Operativní teplota T_o je definována jako jednotná teplota černého uzavřeného prostoru, ve kterém by z povrchu těla bylo přenášeno konvekcí i radiací stejné množství tepla jako ve skutečném teplotně nesourodém prostředí.
- Ekvivalentní teplota T_{eq} je definovaná jako teplota homogenního prostoru se střední radiační teplotou stejnou jako teplota vzduchu a nulové rychlosti proudění, ve které si osoba vymění stejnou tepelnou ztrátu konvekcí a radiací jako ve skutečných podmínkách. Více o ekvivalentní teplotě je uvedeno v podkapitole 3.5.2.
- Efektivní teplota ET^* je teplota prostoru při relativní vlhkosti 50 %, která způsobí stejné celkové tepelné ztráty z pokožky jako ve skutečném prostředí. Prostory se stejnou efektivní teplotou vyvolají stejné reakce organismu, i když teplota i vlhkost vzduchu je rozdílná. Podmínkou je stejná rychlost proudění vzduchu.

- Standardní efektivní teplota SET* je definována podobně jako ET*. Dva prostory se stejnou standardní efektivní teplotou vyvolají stejné reakce organismu (teplota a vlhkost pokožky, tepelné ztráty), i když tyto prostory mají rozdílnou teplotu i vlhkost vzduchu. Podmínkou je však stejná rychlost proudění vzduchu, stejný oděv a aktivita člověka.
- Teplota mokrého a kulového teploměru WBGT (Wet Bulb Globe Temperature) v sobě zahrnuje působení vlivů teploty, vlhkosti, rychlosti proudění vzduchu a radiace měřené kulovým teploměrem. Teplota WBGT je definována normou ČSN ISO 7243 Ergonomie - Hodnocení tepelné zátěže podle fyziologických měření, jejímž cílem není zajistit tepelný komfort, ale bezpečné pracovní prostředí⁴.



Obr. 3.1 – Zjednodušený pohled na tepelný komfort, který zde závisí na střední radiační teplotě a teplotě vzduchu. Vlevo dle Cihelky. Vpravo dle Ralčuka. Převzato z (Šilar, 2010).

Na základě těchto veličin bývají stanoveny doporučené, případně zákonem povolené limity pro různá prostředí a různé činnosti. Tyto limity se mohou lišit dle legislativy jednotlivých zemí. V ČR se hodnocením kvality pracovního prostředí (zejména budov) zabývá nařízení vlády č. 68/2010 Sb., které obsahuje předepsané rozmezí veličin zvláště pro zimní a letní období (operativní teplota, relativní vlhkost, rychlost proudění apod.). Více informací o problematice legislativy a kritériích tepelné pohody lze nalézt v disertační práci (Centnerová, 2001). V běžné praxi se pro snadné určení kvality vnitřního klimatu budov používají přímo diagramy s vyznačenou oblastí tepelné pohody. Na obr. 3.1 jsou ukázky některých z nich - jednoduché určení tepelné pohody dle Cihelky a dle Ralčuka, který zohledňuje rozdílný vliv radiace a konvekce na člověka. Tito autoři předpokládají stejný oděv, energetický výdej člověka, rychlost proudění i vlhkost vzduchu. Jedná se tedy o jednoduché,

⁴ Na horká/chladná pracovní prostředí se vztahují také normy Ergonomie tepelného prostředí: **ČSN EN ISO 7933** Analytické stanovení a interpretace tepelného stresu pomocí výpočtu předpovídané tepelné zátěže. **ČSN EN ISO 11079** Stanovení a interpretace stresu z chladu pomocí potřebné izolace oděvu (IREQ) a místních účinků chladu. **ČSN EN ISO 15743** Chladná pracoviště - Posuzování a řízení rizika. **ČSN EN ISO 12894** Zdravotnický dohled nad osobami vystavenými extrémně horkému nebo chladnému prostředí. **ČSN EN ISO 15265** Strategie posuzování rizika pro prevenci tepelného stresu nebo diskomfortu v tepelném pracovním prostředí. **ČSN EN ISO 13732** Metody posuzování odezvy člověka na kontakt s povrchy.

rychlé, ale nepříliš přesné postupy vyhodnocení tepelného komfortu na základě znalosti parametrů prostředí. Není už zde ale bráno v potaz, jakým konkrétním způsobem dochází k utváření komfortu. Pokročilejší metody vyhodnocování tepelného komfortu jsou založeny na sledování tepelného stavu člověka (fyzilogie) a způsobech vnímání tohoto tepelného stavu (psychologie). V následující podkapitole je uveden přehled způsobů experimentálního vyhodnocení tepelného komfortu.

3.3 Experimentální vyhodnocení tepelného komfortu

Experimentální práce má svoji nezastupitelnou úlohu při tvorbě modelů tepelného komfortu. Z hlediska zaměření lze experimentální vyhodnocení tepelného komfortu v daném prostředí rozdělit na měření: parametrů okolního prostředí, fyziologického stavu člověka a jeho reakcí na prostředí a dotazování se testovaných osob.

Měření faktorů ovlivňující tepelný komfort

O způsobech experimentálního vyhodnocení parametrů okolního prostředí (teplota, relativní vlhkost, střední radiační teplota a rychlost proudění vzduchu) pojednává norma ČSN EN ISO 7726 Ergonomie tepelného prostředí - Přístroje pro měření fyzikálních veličin. Norma se zabývá metodami měření fyzikálních veličin, které charakterizují působení prostředí na člověka. Podrobnější informace o jednotlivých měřících zařízeních lze nalézt ve skriptech Experimentální metody (Pavelek a Štětina, 2007).

Kromě parametrů okolního prostředí jsou rozhodujícími činiteli tepelného komfortu činitelé osobní: intenzita vykonávané činnosti (hodnota metabolismu) a tepelný odpor oděvu. Hodnota metabolismu M [W/m^2] produkovaná lidským tělem je definována dle normy ASHRAE na základě měření spotřeby O_2 a produkce CO_2 udávané jejich objemovým množstvím. Definice hodnoty metabolismu M je uvedena v rovnici (3.1) převzaté z (Centnerová, 2001), A_{Du} je plocha lidského těla dle Duboise. $\dot{V}_{\text{O}_2}$ [l/min] je objemové množství spotřebovaného kyslíku a $\dot{V}_{\text{CO}_2}$ množství produkovaného oxidu uhličitého při teplotě 0°C a tlaku $101,3\text{ kPa}$.

$$M = 352 \cdot (0,23 \cdot \dot{V}_{\text{CO}_2} / \dot{V}_{\text{O}_2} + 0,77) \cdot \dot{V}_{\text{O}_2} / A_{Du} \quad (3.1)$$

Tepelný odpor oděvu je podstatným faktorem ovlivňující vnímání okolního prostředí. Bývá měřen buď pomocí vyhřívaných desek (tzv. hot plates) či tepelných manekýnů, kteří zohledňují vliv geometrie lidského těla na tepelné ztráty a lépe zachycují izolační vlastnosti vzduchové vrstvy mezi povrchem člověka a oděvem. Jedná se o zvláštní kategorii měřících přístrojů, které jsou primárně určeny právě na testování oděvů, a jejich izolačních vlastností viz normy ČSN EN ISO 15831 Oděv - Fyziologické účinky - Měření tepelné izolace pomocí tepelné figuríny a ČSN EN ISO 9920 Ergonomie tepelného prostředí - Hodnocení tepelné izolace oděvu a odporu oděvu proti odpařování. Kromě testování oděvů se tepelní manekýni používají pro vyhodnocování tepelného komfortu v nehomogenních prostředích, viz norma ČSN EN ISO 14505 Ergonomie tepelného prostředí - Hodnocení tepelného prostředí ve vozidlech. Tepelný manekýn je vyhřívaná figurína s lidskými proporcemi, která je schopna

identifikovat a udržovat danou povrchovou teplotu a následně identifikovat tepelné toky do okolí. Druhou možností je předepsat tepelné toky a sledovat povrchovou teplotu. Figurína je rozdělena do segmentů, odpovídající jednotlivým částem těla, které lze řídit jednotlivě. Existuje několik různých typů tepelných manekýnů lišících se možnostmi využití, použitými materiály, geometrií a počtem segmentů. Firma Northwest stojí za vznikem tepelných manekýnů ADAM, NEWTON⁵, kteří jsou vyrobeny z plastického materiálu a váží zhruba 30 kg. Jedná se o jednu z mála firem, které vyrábí tepelné manekýny. Jejich manekýn v plné výbavě se skládá jednak z vyhřívaných segmentů, dále potíci se pokožky, dýchacího systému a aparátu na generování pohybu manekýna (chůze, běh). Většina ostatních tepelných manekýnů se vyvíjí přímo na univerzitách. Jelikož lidské tělo se skládá převážně z vody, Fan navrhl tzv. vodního manekýna, který má hmotnost odpovídající normálnímu člověku. Jelikož manekýn je neživý, chybí mu aktivní systém. V posledních letech se proto rozvíjí tzv. aktivní tepelný manekýn, který na základě propojení fyziologického modelu s tepelným manekýnem uměle simuluje termoregulační projevy člověka a jejich vliv na povrchové teploty manekýna. V rámci disertační práce Psikuta (Psikuta, 2009) pracovala na propojení tepelného manekýna SAM s IESD-Fiala modelem. Širší přehled tepelných manekýnů a jejich aplikaci v oblasti tepelného komfortu lze nalézt v disertační práci (Nilsson, 2004).

Měření tepelného stavu člověka a jeho reakcí na okolní prostředí

Tepelný komfort souvisí s tepelným stavem člověka, který je výsledkem tepelné zátěže člověka. Norma ČSN EN ISO 9886 specifikuje způsoby hodnocení tepelné zátěže podle fyziologických měření. Základním vodítkem pro popsání tepelného stavu člověka je jeho povrchová teplota a s nimi související tepelný tok do okolí. Povrchovou teplotu lze určit pomocí termočlánků přiložených na pokožku, které určí teplotu pokožky v jednom daném místě. Výsledky měření závisí na zvoleném místě, tudíž při určování tepelného stavu člověka je nutné specifikovat místa měření jako např. na obr. 3.8. Dalším způsobem měření povrchové teploty člověka je měření termokamerou. Nevýhodou je o něco nižší přesnost, ale na druhou stranu poskytuje plošný obraz o rozložení povrchových teplot. Různé způsoby umístění termočlánků na povrchu člověka a ukázky měření termokamerou jsou shrnuty v práci (Zhang, 2003).

Vnitřní teplota je důležitá s ohledem na zajištění životních funkcí, ale také ovlivňuje funkci hypotalamu a tím i funkci termoregulace. Podobně jako u povrchových teplot závisí vnitřní teplota na místě měření (rektální teplota, teplota v ústech, v uchu, podpaží či v zažívacím traktu pomocí kapslí). Mezi další sledované parametry patří krevní tlak a průtok cévami, hodnota metabolismu, intenzita dýchání, srdeční činnost, projevy termoregulace a vlhkost pokožky.

Krevní tlak a průtok cévami mají podstatný vliv na přenos tepla uvnitř člověka, více o měření krevního oběhu lze nalézt např. v (Kopčil, 2012). Určování hodnoty metabolismu specifikuje norma ČSN EN ISO 8996. Intenzitu dýchání lze měřit např. pomocí spirometru (Němec, 2005). Srdeční činnost lze sledovat pomocí elektrokardiogramu (EKG). Způsob fungování termoregulace souvisí s nervovým systémem a jeho nervovými zakončeními,

⁵ Odbor Termomechaniky a techniky prostředí je od letošního roku nově vybaven tepelným manekýnem Newton, má 34 segmentů a umožňuje 2 režimy vyhřívání (na danou konstantní teplotu či tepelný tok)

tj. termoreceptory (Kingma, 2011). Pro měření projevů termoregulace při vyhodnocování svalového třesu lze použít elektromyogram (EMG), který měří svalové napětí; pro vyhodnocení vasomotoriky jsou podstatné hodnoty krevního tlaku a toku v cévách; pro vyhodnocení pocení lze použít Galvanického napětí kůže, které je závislé na vlhkosti pokožky a míře pocení.

Dotazování se testovaných osob

Jedná se o přímou metodu vyhodnocení tepelného komfortu v daném prostředí. Každý model tepelného komfortu vychází ze statisticky zpracovaných dotazníků vyplněných testovanými subjekty. Velice důležitě je při měření pomocí dotazníků podchytit jednak složení testované skupiny lidí (věk, tloušťka, pohlaví, hmotnost, výška apod.), ale také možné vedlejší jevy, které mohou značně ovlivnit aktuální hodnocení daného prostředí (stres, hlad, žízeň, nemoc, menstruace). Zásadní je také formulace otázek tak, aby byly jednoznačné a odpovídaly vyhodnocovaným veličinám a příslušným stupnicím. Návod na stanovení vlivů tepelného prostředí použitím subjektivních posuzovacích stupnic se zabývá norma ČSN ISO 10551, postup vyhodnocení lze nalézt rovněž v (Zhang, 2003), kde je podrobně popsána tvorba modelu komfortu. Přehled stupnic tepelných pocitů a komfortu používaných v modelech tepelného komfortu, o kterých se zmiňuje tato práce, je uveden v příloze B-1.

3.4 Modely fyziologie člověka

Snahou fyziologických modelů člověka je predikovat jeho tepelný stav, tj. jak reaguje na okolní prostředí. V této podkapitole je uvedeno shrnutí stavu poznání v oblasti modelů fyziologie člověka. Při rešerši modelů fyziologie člověka byly využity mimo jiné i rešeršní práce jiných autorů (Meyer, 1992), (Nilsson, 2004), (Zhang, 2003), (Pu, 2005). Modely lidské fyziologie rozlišujeme dle:

a) rozdělení lidského těla

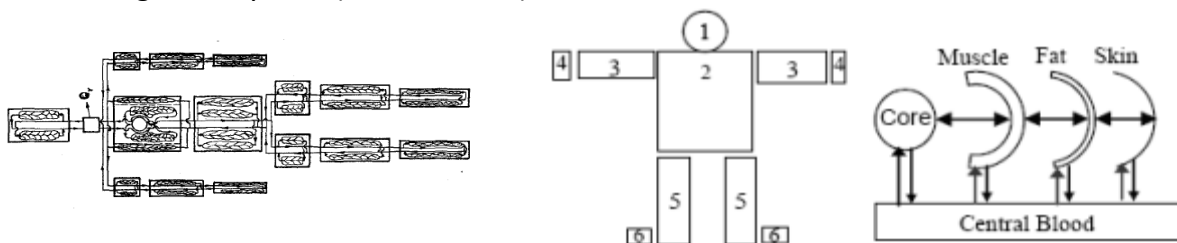
- jednosegmentové – lidské tělo je bráno jako celek, vhodné pro homogenní prostředí
- vícesegmentové – lidské tělo je rozděleno na více segmentů, modely rozlišují asymetrické působení okolního prostředí

b) uvažování času

- stacionární – jsou vhodné pro dlouhodobé vyhodnocování podmínek okolního prostředí.
- dynamické – jsou použitelné i na studium náhlých změn okolního prostředí, počítají s akumulací tepla v pokožce

První (analytický) model přenosu tepla v živé tkáni člověka formuloval (Pennes, 1948), ve své parciální diferenciální rovnici „Bioheat equation“, která je v různých obměněných podobách používána dodnes. Začátkem 60. let (Wyndham a Atkins, 1960) a (Crosbie a kol., 1961) vytvořili první model fyziologie celého člověka. V roce 1964 na něj navázal (Wissler, 1964), který vytvořil jeden z prvních vícesegmentových modelů člověka a lidské tělo rozdělil na 15 segmentů, viz obr. 3.2 vlevo. Pro každý segment je řešena parciální diferenciální rovnice vedení tepla v živých tkáních dle Pennese. Soustava těchto rovnic je následně řešena

Crank-Nicholsonovou implicitní metodou konečných diferencí. Výsledkem modelu jsou teplotní profily jednotlivých segmentů, vynesené v radiálním směru od jádra po povrch. Jednotlivé segmenty spojuje krevní systém tepen a žil, jejichž teploty jsou počítány dalšími dvěma rovnicemi. Wissler se ke svému modelu později vrátil a doplnil svůj model o termoregulační systém (Wissler, 1985).



Obr. 3.2 – Vlevo: Wisslerův model (Wissler, 1964). Vpravo: Stolwijkův model – schéma (převzato z (PU, 2005)).

Na přelomu 60. a 70. let se výzkum v oblasti modelování fyziologie člověka začal zabývat tím, jak funguje nervový systém člověka a jeho termoregulace. Současně v té době docházelo k postupnému nástupu výpočetní techniky, která umožnila tvorbu složitějších numerických modelů. Analogové počítače, které bývaly specializované na konkrétní úlohy, byly postupně vytlačovány univerzálními číslicovými (dnes běžnými) počítači. Stolwijk patřil mezi první autory, kteří se zabývali termoregulací člověka. Na základě svých experimentů vytvořil první model termoregulace člověka (Stolwijk a Hardy, 1966). Jeho model tedy jako mezi prvními obsahoval pasivní a aktivní systém člověka. Stolwijkův model byl vyvíjen v jazyce Fortran v rámci spolupráce s NASA. Finální podobou modelu se stal 6 segmentový, 25 uzlový model člověka s termoregulací (Stolwijk a kol., 1971). Lidské tělo rozdělil na šest segmentů (viz obr. 3.2 vpravo) a každý segment se skládal ze čtyř vrstev (uzlů), 25. uzel reprezentoval centrální krevní zásobiště. V každém uzlu byla sestavena diferenciální rovnice tepelné rovnováhy, včetně akumulace pokožky. Výsledkem modelu již není spojitý teplotní profil jako u Wisslerova modelu, nýbrž jsou spočítány pouze teploty jednotlivých vrstev tkání. Wisslerův a Stolwijkův model reprezentují dva základní přístupy, jak modelovat fyziologii člověka, a staly se inspirací pro mladší generaci autorů.

Gagge zjednodušil Stolwijkův model na jednosegmentový s pouze dvěma výpočetními uzly (jádro a kůže) a využil ho pro predikci tepelné pohody pomocí indexů TSENS a DISC (Gagge a kol., 1986). Snahou dalších autorů (Jones a Ogawa, 1992), (Lotens, 1993), (Fu, 1995) bylo postihnout kromě samotného člověka i vrstvu oděvu, která má značný vliv na tepelnou výměnu mezi člověkem a okolním prostředím. V 90. letech s rostoucími možnostmi výpočetní techniky začaly vznikat 3D modely fyziologie člověka (Werner a kol., 1989), (Fu, 1995), (Takemori a kol., 1996), a přenos tepla v okolí člověka simulovat pomocí CFD, tj. numerického simulování Navier-Stokesových rovnic. (Murakami a kol., 1997, Murakami a kol., 1998) propojil Gaggeův model s CFD simulací okolního prostředí.

Klíčovou otázkou pro uplatnění modelů v praxi je jejich validace. Fiala kritizoval modely Stolwijkova typu, že obsahují parametry, jež nelze přímo změřit. Jeho snahou bylo vyvarovat se pokud možno, co nejvíce těchto parametrů. Při své práci vyšel z práce Wisslera a zdokonalil jeho fyziologický model. Po důkladné validaci (Fiala, 1998, Fiala a kol., 1999, Fiala a kol., 2001) publikoval svůj model, který později převzali komerční firmy do svých

softwarů, např. firma P+Z – program Theseus-FE a firma Thermoanalytics – program RadTherm. Firmy si jeho kód modifikovaly pro své potřeby a tak vzniklo několik verzí Fialova modelu, které se používají dodnes.

I přes výše zmíněné nevýhody modelu Stolwijkova typu má jednu výhodu a tou je relativní jednoduchost, co se týče matematického popisu. Ze Stolwijkova modelu vycházeli další autoři např. (Tanabe a kol., 1995, Huizenga a kol., 2001). Huizenga se rovněž inspiroval prací Tanabeho, při vzniku svého UCBE (University California Berkeley) modelu. (Tanabe a kol., 2002) svůj původní model upravil pro CFD simulace tak, že svůj původně 16 segmentový model, dále rozdělil do stovky jemnějších segmentů a propojil ho se CFD. Pro integraci modelu do CFD se používá tzv. „shell“, což je reálná geometrie lidského těla, na kterou je vztažena tepelná výměna člověka s okolím a jsou na ni zobrazeny hodnoty fyziologického modelu. Výše zmiňované modely byly navrženy pro standardního člověka o průměrné výšce a váze. Vzhledem k tomu, že každý člověk je jiný (výška, hmotnost, podíl tuků a svalů v těle, pohlaví, rasa apod.) bylo by ideální, aby fyziologický model respektoval individuální parametry každého člověka. V poslední době se rozvíjí i tato oblast a vznikají tzv. individualizované modely, např. Fialův individualizovaný model (Lichtenbelt a kol., 2007), Gaggův individualizovaný model (Takada a kol., 2009). Individualizované modely jsou náročné na množství požadovaných vstupních dat, ale na rozdíl od běžných průměrovaných modelů mají vyšší vypovídací hodnotu pro konkrétního člověka. (Kingma, 2011) navrhl rozšíření aktivního systému Fialova modelu o podrobný model šíření signálů z termoreceptorů a jejich vyhodnocení.

V roce 2012 Fiala publikoval rozšíření Fialova modelu, tzv. UTCI-Fialův model (Fiala a kol., 2012), který oproti původnímu byl rozšířen o nastavení individualizované postavy a další vstupy modelu, jako je intenzita dýchání, stupeň aklimatizace apod. Výstupem modelu je tzv. UTCI (Universal Thermal Climate Index), který zahrnuje veškeré vlivy prostředí dohromady a je snahou, aby se stal standardním ukazatelem podobně jako efektivní teplota EF^* . Z tohoto důvodu vědecký tým vedený Psikutou provedl nezávislá validační měření (Psikuta a kol., 2012), která potvrdila platnost UTCI-Fialova modelu. V tab. 3.1 je uveden přehled publikací charakterizující historický vývoj modelů fyziologie člověka. Nalevo je uveden autor formou bibliografického odkazu a vpravo je stručná charakteristika modelu.

Fyziologické modely byly primárně vyvíjeny pro účely zdravotnictví, armády, kosmického výzkumu apod. Později našly uplatnění i v dalších odvětvích např. ve sportu či v oblasti komfortu, který zajímá firmy oděvní, kosmetické či z oblasti techniky (návahy klimatizování budov nebo dopravních prostředků). Modely se tedy využívaly například pro odhad tělesného stavu člověka v extrémních podmínkách (doba přežití ve studené vodě po ztroskotání lodi, tepelný stav vojáka na poušti v plné zbroji, sportovce při náročných činnostech). Výhodou těchto modelů je široká možnost použití a možnost odhadnout i parametry, které nelze určit přímo měřeními. Na druhou stranu ne vždy se tyto modely shodují s realitou, zejména pokud se využívají mimo meze platnosti, které jsou uvedeny v literatuře. V dnešní době vývoj výpočetní techniky umožňuje provádět rozsáhlé CFD simulace vnitřního prostředí. Zahrnutím fyziologického modelu do CFD simulace lze analyzovat kvalitu vnitřního klimatu a její vliv na člověka. V aplikacích dopravních prostředků

(např. simulace prostředí kabin aut, letadel apod.) je navíc důležité zjistit, nejen jaký vliv má prostředí na člověka, ale také jaký vliv má člověk na vnitřní prostředí.

Tab. 3.1 – Historický vývoj modelů fyziologie člověka

Autor	Popis
(Pennes, 1948)	1 segmentový stacionární analytický model předloktí
(Wyndham a Atkins, 1960)	1 segmentový dynamický model člověka
(Crosbie a kol., 1961)	1 segmentový stacionární termoregulační model člověka
(Wissler, 1964)	15 segmentový dynamický model člověka
(Stolwijk a kol., 1971)	25 uzlový dynamický termoregulační model člověka
(Gagge a kol., 1971)	2 uzlový dynamický model člověka
(Hsu, 1977)	Kansas State University (KSU) model člověka
(Werner a kol., 1989)	3D dynamický model člověka, 400000 uzlů
(de Dear a Ring, 1990)	40 vrstvý model, řešený metodou konečných diferencí
(Smith, 1991)	3D dynamický model člověka
(Jones a Ogawa, 1992)	KSU model s oděvem
(Matsunaga a kol., 1993)	3 segmentový model (pro Isuzu Motors)
(Werner a Webb, 1993)	6 segmentový stacionární model
(Lotens, 1993)	Modifikovaný Gaggův model (CCX, oděv)
(Fu, 1995)	3D dynamický model člověka v oděvu
(Takemori a kol., 1996)	3D dynamický model člověka řešený met. kon. prvků
(Piniec a kol., 1997)	Dynamický model člověka MATHER
(Shoji a kol., 1997)	3D dynamický model člověka řešený met. kon. prvků
(Murakami a kol., 1997, Murakami a kol., 1998)	Gaggův model, využití CFD
(Huizenga a kol., 2001)	Fyziologická část Berkeley modelu
(Havenith, 2001)	Gaggův model, využití CFD
(Fiala, 1998, Fiala a kol., 1999, Fiala a kol., 2001, Fiala a kol., 2003)	10 segmentový dynamický model
(Tanabe a kol., 2002)	16 segmentový dynamický model, využití CFD
(Kohri a Mochida, 2002a, Kohri a Mochida, 2002b)	Vícesegmentový Gaggův model
(Salloum a kol., 2007)	15 segmentový Wisslerův model
(Lichtenbelt a kol., 2007)	Individualizovaný Fialův model
(Wan a Fan, 2008)	Tanabeho model s detailním popisem vrstev oblečení
(Murakami a kol., 2007)	17 segmentový upravený Tanabeho model
(Takada a kol., 2009)	Individualizovaný Gaggův model
(Ferreira a Yanagihara, 2009)	Kombinace modelu od Wisslera a Takemoriho
(Kingma, 2011)	Přepracovaný aktivní systém Fialova modelu,
(Fiala a kol., 2012)	Individualizovaný UTCI-Fialův model

Z provedené rešerše se jako nejzajímavější ukázali Wisslerův, Stolwijkův, Gaggův, Fialův a Tanabeho model fyziologie člověka. O Wisslerově modelu a Stolwijkovu modelu už nebude uváděno více podrobností, neboť Fialův model je rozšířením Wisslerova modelu a Tanabeho model je rozšířením Stolwijkova modelu. V následujících třech podkapitolách budou tedy zmíněny už jen ty novější modely fyziologie. Vybrané modely se liší svou složitostí a jsou seřazeny v textu za sebou od nejjednoduššího po nejsložitější: tj. Gaggův, Tanabeho a Fialův model. Všechny tři fyziologické modely vznikly se zaměřením na tepelný komfort, proto je u každého z nich nastíněn způsob vyhodnocení tepelného komfortu.

3.4.1 Gaggův 2 uzlový model

Jedná se o model fyziologie člověka s uvažováním termoregulace, který vychází ze Stolwijkova 25 uzlového modelu. Ale oproti němu (Gagge a kol., 1971) lidské tělo uvažuje jako celek (tj. 1 segment) a je rozděleno pouze do dvou vrstev: jádra a pokožky. Pokožku tvoří vrstvy dermu a epidermu, jejichž tloušťka je zhruba 1,6 mm a tvoří přibližně 10 % celkové hmotnosti člověka. V roce 1986 se 2 uzlový model fyziologie člověka a tepelného diskomfortu (Gagge a kol., 1986) stal součástí normy ASHRAE (American Society of Heating, 2001). Z norem ASHRAE je převzat následující přehled o 2 uzlovém modelu.

Teplo je generováno ve vrstvě jádra člověka a následně vedeno do vrstvy pokožky, kde probíhá tepelná výměna s okolním prostředím. Pro každou vrstvu je předepsána bilanční rovnice tepelné rovnováhy. Rovnice (3.2) popisuje tepelnou rovnováhu mezi jádrem o teplotě T_{co} a pokožkou o teplotě T_{sk} . Rovnice (3.3) popisuje tepelnou rovnováhu mezi pokožkou a okolním prostředím.

$$m_{co}c_{co} \frac{dT_{co}}{dt} = \dot{Q}_m + \dot{Q}_{res} + \dot{Q}_d + \rho_b c_b \dot{V}_b \cdot (T_{co} - T_{sk}) \quad (3.2)$$

$$m_{sk}c_{sk} \frac{dT_{sk}}{dt} = \dot{Q}_d + \rho_b c_b \dot{V}_b \cdot (T_{cr} - T_{sk}) - \dot{Q}_e - \dot{Q}_c - \dot{Q}_r \quad (3.3)$$

Na levé straně rovnice (3.2) vystupuje akumulace tepla v jádře. Napravo je metabolická produkce tepla $\dot{Q}_m$ včetně svalového třesu. Zbývající členy na pravé straně rovnice reprezentují tepelné toky dýcháním $\dot{Q}_{res}$, vedením $\dot{Q}_d$ a krevním tokem $\rho_b c_b \dot{V}_b \cdot (T_{co} - T_{sk})$. Na levé straně rovnice (3.3) vystupuje akumulace tepla v pokožce a napravo je tepelný tok z jádra vedením $\dot{Q}_d$ a prouděním krve $\rho_b c_b \dot{V}_b \cdot (T_{cr} - T_{sk})$. Zbývající členy na pravé straně rovnice reprezentují tepelné toky do okolí radiací $\dot{Q}_r$, konvekcí $\dot{Q}_c$ a vypařováním $\dot{Q}_e$. Měrné tepelné kapacity jádra, pokožky a krve jsou: $c_{co}=c_{sk}=3500$ a $c_b=4190$ Jkg⁻¹K⁻¹, hustota krve je $\rho_b=12,9$ kg/l. Hlavními výstupy fyziologického modelu je predikce teploty pokožky T_{sk} a jádra T_{co} , a také vlhkost pokožky (míra pokrytí pokožky potem), která souvisí s tepelnými ztrátami vypařováním $\dot{Q}_e$, viz podkapitola 7.2.3 Tepelná výměna vypařováním

Gagge ke svému 2 uzlovému fyziologickému modelu přidal model pro vyhodnocování tepelného pocitu TSENS a diskomfortu DISC. Gagge na základě výsledků svých měření přišel k závěru, že tepelný pocit TSENS v chladném i teplém prostředí je nejvíce ovlivněn teplotou lidského těla a vykonávanou činností, viz rovnice (3.4) a (3.5). Hodnota indexu TSENS závisí na odchylce celkové teploty lidského těla T_b od $T_{b,c}$ $T_{b,h}$, což jsou teploty reprezentující meze vypařování, dolní (počátek pocení) respektive horní mez (pokožka je již plně pokryta potem). Tyto meze závisí také na vykonávané činnosti dané intenzitou činností M [Wm⁻²] a mechanickým výkonem člověka W , který lze obvykle zanedbat.

$$T_b = (1 - X)T_{co} + XT_{sk}; \quad T_{b,c} = \frac{0,194}{58,15}(M - W) + 36,301; \quad T_{b,h} = \frac{0,347}{58,15}(M - W) + 36,669 \quad (3.4)$$

kde $X \approx 0,1$ vyjadřuje hmotnostní poměr mezi vrstvou jádra a pokožky (přesný poměr závisí na množství krve v pokožce).

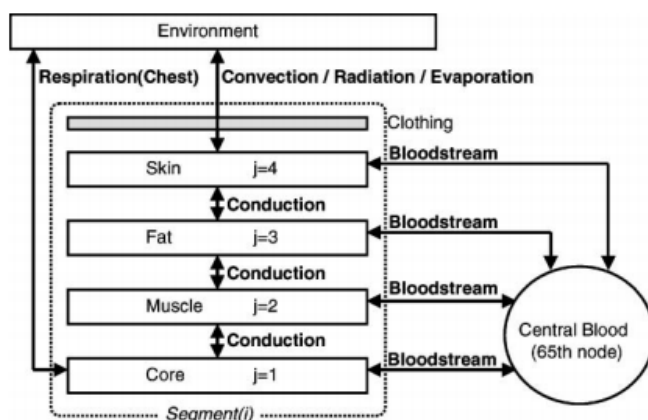
$$TSENS = \begin{cases} 0,4685 \cdot (T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ 4,7 \cdot 0,85 \cdot (T_b - T_{b,c}) / (T_{b,h} - T_{b,c}) & T_{b,c} \leq T_b \leq T_{b,h} \\ 4,7 \cdot 0,85 + 0,4685 \cdot (T_b - T_{b,h}) & T_{b,h} < T_b \end{cases} \quad (3.5)$$

kde 0,85 je účinnost vypařování.

Ještě důležitější závěr učinil Gagge o vnímání tepelného diskomfortu DISC v horkém prostředí, kdy podle něj největší vliv na diskomfort má vlhkost pokožky vyjadřující míru pocení. Je to způsobeno tím, že člověk vnímá nepříjemně termoregulační mechanismy a jejich projevy. Index DISC nabývá stejných hodnot jako TSENS pokud $T_b < T_{b,c}$, v opačném případě, je aktivováno pocení a diskomfort je vyjádřen pouze v závislosti na tloušťce filmu potu na pokožce. Gagge indexy TSENS a DISC definoval na 11 bodovou stupnici. Stupnice TSENS obsahuje rozšíření 7 bodové stupnice tepelných pocitů dle ASHRAE o členy ± 4 velmi horko/chladno, ± 5 nesnesitelně horko/chladno. Stupnice DISC vyjadřuje diskomfort následovně: ± 5 nesnesitelně, ± 4 na chvíli snesitelně, ± 3 velmi nepohodlně, ± 2 nepohodlně, ± 1 lehce nepohodlně, 0 pohodlně. Přehled stupnic tepelných pocitů a komfortu je uveden v příloze v tab. B.4 a B.6.

3.4.2 Tanabeho model

Tanabeho model je vícesegmentový fyziologický model člověka, který vychází ze Stolwijkova modelu. (Tanabe a kol., 1994) model rozšířil na základě měření s tepelným manekýnem a lidskými subjekty. Původní Tanabeho model (Tanabe a kol., 1995) byl dále upraven pro použití v kombinaci se CFD (Tanabe a kol., 2002). Vstupem Tanabeho modelu jsou činitele prostředí ovlivňující tepelný komfort, viz kapitola 3.2, které jsou definované pro jednotlivé segmenty zvlášť. Výstupem modelu je predikce vnitřních teplot, teplot pokožky vlhkosti pokožky a tepelných toků mezi člověkem a okolním prostředím. Model rozděluje popis fyziologie člověka na pasivní a aktivní systém.



Obr. 3.3– Schéma pasivního systému pro jeden ze segmentů Tanabeho modelu (Tanabe a kol., 2002).

Tanabeho pasivní systém reprezentuje průměrného člověka o hmotnosti 74,43 kg a ploše pokožky 1,87 m². Model rozděluje lidské tělo na 16 částí (segmentů) a každý segment se skládá ze čtyř vrstev tkáně: jádro, svaly, tuk a pokožka. Na obr. 3.3 je ukázáno schéma jednoho segmentu Tanabeho modelu. Jednotlivé segmenty a vrstvy jsou propojeny krevním oběhem, který rozvádí okysličenou krev z centrálního krevního zásobiště do lidského těla a

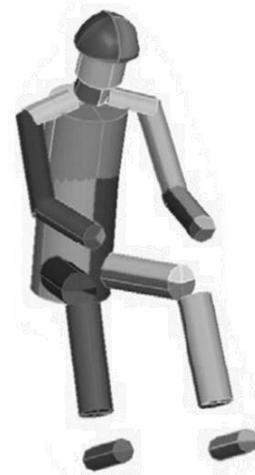
neokysličenou krev vrací zpět. Segmenty jsou charakterizovány fyziologickými parametry: plocha, hmotnost, průtoky krve jednotlivými vrstvami tkání apod., viz tabulky v příloze A-2. Každému segmentu lze přiřadit vrstvu oděvu definovanou pomocí tepelného odporu a propustnosti vodní páry. Pro každou vrstvu všech 16 segmentů je vyjádřena rovnice tepelné rovnováhy, kde neznámou je teplota tkáně (vrstvy). Centrální krevní zásobiště tvoří další výpočetní uzel s neznámou teplotou krve. Dohromady je tedy model reprezentován 65 uzly, tj. 65 diferenciálními rovnicemi tepelné rovnováhy. Tanabeho aktivní systém vychází ze Stolwijkova modelu a popisuje termoregulační mechanismy pocení, svalový třes, vasodilataci a vasokonstrikci, které ovlivňují pasivní systém. Pocení zvyšuje tepelné ztráty vypařováním, svalový třes zvyšuje vnitřní teplotu ve svaích a vasomotorika reguluje průtok krve podkožními cévami a kapilárami.

Z Tanabeho modelu vychází fyziologický model Svázaného modelu tepelného komfortu. Podrobněji se Tanabeho modelem a jeho modifikací zabývá kapitola 7. Kompletní popis Tanabeho modelu je v článku (Tanabe a kol., 2002), kde autor prezentuje svůj model a jeho aplikaci při vyhodnocování vnitřního prostředí pomocí CFD simulace. Tanabe pro vyhodnocení vnitřního prostředí používá standardní efektivní teplotu SET*.

3.4.3 Fialův model

Fiala v rámci své disertační práce (Fiala, 1998) pracoval na novém modelu fyziologie a tepelném komfortu člověka. Fiala rozdělil vývoj modelu do tří etap: tvorbu pasivního systému (Fiala a kol., 1999), aktivního systému (Fiala a kol., 2001) a modelu tepelného komfortu – index DTS (Fiala a kol., 2003). Fialův pasivní systém fyziologického modelu vychází z práce Wisslera. Aktivní systém fyziologického modelu vytvořil sám pomocí multiregresní analýzy pro niž použil 20 experimentů popisujících termoregulační chování člověka v různých prostředích (většina z nich byla použita i pro validaci Svázaného modelu, viz kapitola 8). Poslední etapa byla věnována vytvoření modelu tepelného komfortu, který vyhodnocuje dynamický tepelný pocit (index DTS). Model tepelného komfortu vznikl na základě regresní analýzy autorů Nevins, Rohles, McNall a byl validován pomocí experimentů Gagge. Odkazy na publikace jednotlivých experimentů použitých pro vývoj indexu DTS lze nalézt v disertaci (Fiala, 1998) na straně 131.

Po obhajobě své disertační práce Fiala pokračoval dál v práci na modelu a postupem času se stal nejpoužívanějším modelem fyziologie člověka a jeho práci převzaly a upravily komerční firmy do svých výpočetních softwarů. Do dnešní doby vzniklo několik komerčních verzí Fialova modelu: 15 segmentový model, viz obr. 3.4 (součást programu Theseus-FE), nebo 20 segmentový model (součást programu Rad-Therm). V komerčních verzích došlo zejména k navýšení počtu segmentů, k propojení modelu s „shellem“, tj. reálnou geometrií člověka a k detailnímu výpočtu radiace mezi modelem a okolním prostředím. Samotný autor dál spolupracoval na způsobech využití svého modelu, např. v kombinaci se CFD (Cropper a kol., 2008), individualizovaným modelem (Lichtenbelt a kol., 2007) či



Obr. 3.4 – Fialův model - pasivní systém, převzato z (P+Z, 2011a)

propojení s reálným tepelným manekýnem (van Treeck a kol., 2009). Nejnovějším zlepšením bylo přidání tzv. body-builderu, který zohledňuje charakteristické parametry člověka (pohlaví, věk, obsah tuku apod.) a také vliv aklimatizace vykonávané činnosti na intenzitu dýchání (Fiala a kol., 2012).

Fialův pasivní systém reprezentuje fyziologii průměrného člověka o hmotnosti 73,5 kg a povrchu kůže 1,86 m². Lidské tělo je rozděleno v původním Fialově modelu na deset částí: hlava, tvář, krk, ramena, trup, pánev, paže, ruce, nohy a chodidla. Kromě hlavy, která je tvořena částí koule, jsou všechny segmenty válcové. U většiny segmentů je navíc rozlišena orientace v prostoru pomocí tří sektorů (přední, zadní a boční). Každý segment obsahuje 4 až 6 druhů tkání a k tomu vrstvu oděvu. Fialův pasivní systém je matematický model přestupu tepla uvnitř lidského těla a tepelné výměny člověka s okolím. Tepelná výměna člověka s okolím je vyjádřena bilanční rovnicí zahrnující přenos tepla vedením, konvekcí, krátkovlnnou i dlouhovlnnou radiací, vypařováním a dýcháním. Vnitřní přestup tepla je popsán parciální diferenciální rovnicí vedení tepla v živých tkáních dle Pennese, která uvažuje pouze radiální směr vedení tepla. Rovnice v sobě zahrnuje vliv akumulace tepla v tkáni, vedení tepla válcovým segmentem, metabolickou produkci tepla a vliv krevního oběhu v cévách. V modelu je navíc uvažována protiproudá tepelná výměna krví.

$$\rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = k \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\omega}{r} \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + M + \rho_b \cdot c_b \cdot \dot{V}_b \cdot (T_{ar} - T), \quad (3.6)$$

kde k je součinitel tepelné vodivosti, ρ je hustota a c je měrná tepelná kapacita tkáně. Zmíněné fyzikální vlastnosti jednotlivých druhů tkání jsou definovány pro každý segment zvlášť a liší se v závislosti na radiální vzdálenosti r od jádra. t je čas, T je teplota tkáně, T_{ar} je teplota žilní krve, $\omega=1$ (válec), $\omega=2$ (koule) je geometrický faktor, M je metabolická produkce tepla, ρ_b je hustota krve, c_b je měrná tepelná kapacita krve a $\dot{V}_b$ je průtok krve. Pro numerický výpočet teplotního profilu v radiálním směru je použita Crank-Nicholsonova implicitní metoda konečných diferencí, která umožňuje rozdělit segment na libovolný počet výpočetních uzlů. Pokud střední teplota pokožky je dlouhodobě rovna 34,4 °C, tak se člověk dle Fialy nachází v neutrálním stavu. Jedná se o stav tepelné rovnováhy člověka, ke kterému nebylo zapotřebí využít termoregulaci (aktivní systém).

Fialův aktivní systém se aktivuje při vychýlení člověka z neutrálního stavu. Na základě odchylek teploty hypotalamu T_{hy} , střední teploty pokožky $T_{sk,m}$ a její časové derivace $\partial T_{sk,m} / \partial t$ jsou aktivovány termoregulační odezvy, které slouží k regulaci pasivního systému a udržení přípustné tělesné teploty. Mezi ně patří svalový třes, který způsobuje zvýšenou produkci tepla, vazomotorika ovlivňující průtok krve cévami a její distribuci do vrstvy pokožky a pocení, které zvyšuje odvod tepla vypařováním z pokožky. Matematickou formulaci aktivního systému Fiala definoval pomocí regresní analýzy naměřených dat dostupných v literatuře.

Výsledkem fyziologického modelu je předpověď vývoje střední teploty pokožky a teploty jádra pro zadané okrajové podmínky okolního prostředí a člověka. Předností modelu je jeho důkladná validace. Nejprve byl model validován na základě starších měření dostupných v literatuře, které zahrnovalo široké rozmezí teplot vzduchu od 5 do 50 °C

a činností člověka od 0,8 do 10 met (P+Z, 2011b), a pak i pomocí nezávislého měření (Psikuta a kol., 2012).

Navíc Fiala na základě predikce teploty hypotalamu T_{hy} , střední teploty pokožky $T_{sk,m}$ a její časové derivace $\partial T_{sk,m} / \partial t$ vytvořil způsob vyhodnocení tepelného pocitu dle indexu DTS (dynamický tepelný pocit), který je stejně jako index PMV definován dle 7 bodové ASHRAE stupnice tepelných pocitů. Matematická formulace indexu DTS byla opět definována pomocí regresní analýzy naměřených dat dostupných v literatuře. Pro obě regrese Fiala používá funkci $\tanh$ (tangens hyperbolický). Více o Fialově modelu fyziologie i indexu DTS je uvedeno v (P+Z, 2011a).

3.5 Modely tepelného komfortu

Rozvoj problematiky vyhodnocování tepelného komfortu sahá až na počátek 20. století, kdy docházelo k industrializaci výroby, a vyvstala potřeba zajistit bezpečné pracovní prostředí. Už v té době bylo zřejmé, že tepelný komfort je jedním z důležitých parametrů vhodného pracovního prostředí, neboť nadměrná tepelná zátěž člověka snižuje efektivitu a pozornost při práci. Mezi nejvýznamnější autory zabývající se tepelným komfortem před 2. světovou válkou patřili Yaglou a Bedford, kteří se zabývali právě způsoby hodnocení tepelného komfortu v pracovním prostředí. (Houghton a Yaglou, 1923) zavedli princip efektivní teploty, která slučuje vliv vlhkosti a teploty vzduchu na člověka do jedné veličiny. Později Bedford rozšířil definici efektivní teploty o uvažování oděvu a kromě toho zavedl pro svá měření a vyhodnocování vlastní stupnici tepelného komfortu (Bedford, 1936) s následujícím slovním hodnocením: +3 příliš teplo, +2 nepříjemně teplo, +1 příjemně teplo, 0 příjemně, -1 příjemně chladno, -2 nepříjemně chladno, -3 příliš chladno.

Postupem času přibývaly další způsoby vyhodnocení prostředí např. na základě operativní teploty T_o , ekvivalentní teploty T_{eq} , nově pojaté efektivní teploty ET^* , standardní efektivní teploty SET^* atd. Tepelný komfort pak byl vyhodnocen na základě doporučeného rozmezí zavedených indexů, které obvykle sjednocovaly více vlivu prostředí do jedné veličiny. Obsáhlejší seznam indexů vhodných pro vyjádření tepelné zátěže a komfortu a jejich historický vývoj lze najít v (Epstein a Moran, 2006).

Problematikou tepelného komfortu a vlivu okolního prostředí na člověka se dlouhodobě zabýval Ole Fanger, který na začátku 70. let specifikoval základní a doplňující faktory ovlivňující tepelný komfort ve vnitřním prostředí budov, viz kapitola 3.2. Definoval index popisující předpokládaný střední výsledek hodnocení tepelného pocitu větší skupiny lidí (index PMV) a index vyjadřující procentuální podíl nespokojených s vnitřním prostředím (index PPD). V roce 1984 byla jeho metoda hodnocení tepelného komfortu stanovena jako norma, která byla později převzata i do českých norem jako ČSN EN ISO 7730 – Mírné tepelné prostředí – Stanovení ukazatelů PMV a PPD a popis podmínek tepelné pohody.

Jiný přístup zvolil (Gagge a kol., 1986), který využil svůj fyziologický model pro predikci střední teploty pokožky a míru pokrytí pokožky potem. Na základě predikce fyziologického modelu byl vypočten index tepelného pocitu TSENS a index tepelného diskomfortu DISC. V roce 2003 Fiala definoval index dynamického tepelného pocitu DTS jako ekvivalent

k indexu PMV, který je použitelný i pro časově proměnné podmínky. Index reprezentuje celkový tepelný pocit, který je závislý na střední teplotě pokožky, její časové změně a teplotě tělesného jádra. Mezi nejnovější modely tepelného komfortu patří model (Zhang, 2003), který velice podrobně popisuje psychologické aspekty vnímání tepelného komfortu. Propojením Tanabeho fyziologického modelu a modelu komfortu dle Zhang se zabývala (Streblow, 2008), která své výsledky shrnula v disertační práci (Streblow, 2010). Její práce byla zaměřena na vyhodnocování tepelného komfortu na palubě letadel a vznikala ve spolupráci s firmou Airbus. Tato práce se stala inspirací pro vývoji Svázaného modelu tepelného komfortu. Streblow optimalizovala originální Tanabeho model, oproti tomu Svázaný model obsahuje modifikace Tanabeho model, které jej pozměnily a doplnily o některé detaily, viz podkapitola 7.1.

V tab. 3.2 je uveden rešeršní přehled modelů tepelného komfortu, které v sobě obsahují informace o subjektivním vnímání různých podmínek okolního prostředí. Společným rysem modelů je statistické zpracování dat z dotazníků, ve kterých testované osoby vyplňovali, jak vnímají dané podmínky okolního prostředí. Modely se liší ve způsobu vyhodnocování tepelného komfortu a při porovnávání a používání jednotlivých modelů je potřeba brát v úvahu jak byly formulované otázky v dotaznících, jaký byl vybrán vzorek lidí, jaké byly použity indexy a stupnice tepelných pocitů či komfortu apod.

Tab. 3.2 – Přehled modelů pro predikci tepelné pohody

Autor	Popis
(Houghton a Yaglou, 1923)	Zavedení indexu efektivní teploty
(Bedford, 1936)	Měřítka tepelných pocitů, empirický model
(Fanger, 1970, 1973, 1997)	PMV-PPD model v ISO 7730 od roku 1984
(Givoni a Goldman, 1971)	Empirický model tepelného komfortu
(Gagge a kol., 1986)	Index tepelného komfortu TSNS, DISC
(Wyon a kol., 1989)	Model ekvivalentní teploty
(Hagino a Hara, 1992)	Empirický model tepelného komfortu v autě (pro Nissan)
(Taniguchi a kol., 1992)	Vliv chladného vzduchu na pocit v obličeji (pro Toyotu)
(Ingersoll a kol., 1992)	3 segmentový Gagge model, spojený s indexem PMV
(Gan, 1993)	Stacionární model PMV-PPD, využití CFD
(Wang, 1994)	Dynamický model tepelného komfortu
(Maué a kol., 1997)	8 segmentový model tepelného komfortu
(Brown a Jones, 1997)	Empirický model tepelného komfortu v autě (pro Ford)
(Fiala, 1998, Fiala a kol., 2003)	Index DTS – dynamický tepelný pocit
(Guan a kol., 2003)	Dynamický vícesegmentový Gaggeův model
(Nilsson, 2004)	Model komfortních zón (v ISO 14505)
(Streblow, 2008)	Propojení modelu Tanabe a Zhang (pro Airbus)
(Zhang, 2003, Zhang a kol., 2010a, Zhang a kol., 2010b, Zhang a kol., 2010c)	Berkeley model tepelného komfortu (striktní rozlišení pojmu pocit a komfort)

3.5.1 ČSN ISO 7730 – Model PMV-PPD

PMV-PPD model patří mezi nejpoužívanější modely tepelné pohody pro určení kvality vnitřního prostředí budov. Byl vytvořen v roce 1970 Ole Fangerem (Fanger, 1970) a v roce 1984 se stal součástí normy ČSN ISO 7730. Model vznikl na základě měření s velkým počtem dotazovaných osob (přes 1000 dotazovaných), které byly vystaveny mírnému vnitřnímu

prostředí s homogenními časově neproměnnými podmínkami. Dotazované osoby hodnotily, jaký celkový tepelný pocit vnímají v daném prostředí. Tepelný pocit byl definován dle sedmibodové stupnice ASHRAE: -3 zima, -2 chladno, -1 mírně chladno, přes 0 neutrální, +1 mírně teplo, +2 teplo až do +3 horko. Na základě statistického zpracování hodnocení prostředí v dotaznících byl odvozen vztah pro výpočet indexu PMV (Predicted Mean Vote), viz rovnice (3.7). Index PMV reprezentuje střední výsledek hlasování větší skupiny lidí o tepelném pocitu v daném prostředí. Dle Fanger je pro dosažení tepelného komfortu nutné splnit následující tři kritéria:

- dosažení tepelné rovnováhy $\dot{q}_{sum} \approx 0$ v rovnici (3.8)
- s minimálním přispěním termoregulace, tj. bez mokrého pocení $\dot{q}_{sw} \approx 0$
- a při zachování střední teploty pokožky v blízkosti neutrálního stavu $T_{sk} = 35,7 - 0,0275 \cdot M$

Ole Fanger všechna tato kritéria sjednotil a rozšířil o rovnice tepelné výměny mezi člověkem a okolím, čímž vznikl model PMV.

$$PMV = (0,303 \cdot e^{0,036M} + 0,028) \cdot L, \quad (3.7)$$

kde $L = (M - W) - \dot{q}_{sum}$ [W/m²] je tepelná zátěž člověka v daném prostředí, která vyjadřuje míru odchylky od tepelné rovnováhy, M metabolická produkce tepla, W je mechanická práce a $\dot{q}_{sum}$ je celkový měrný tepelný tok mezi člověkem a okolím (obvykle tepelné ztráty - radiací $\dot{q}_r$, konvekcí $\dot{q}_c$, vypařováním (tzv. suchým pocením) $\dot{q}_e$, mokřým pocením $\dot{q}_{sw}$ a dýcháním $\dot{q}_{res}$ (kombinace konvekce a vypařování).

$$\dot{q}_{sum} = \dot{q}_r + \dot{q}_c + \dot{q}_e + \dot{q}_{sw} + \dot{q}_{res} \quad (3.8)$$

$$\dot{q}_r = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4]$$

$$\dot{q}_c = f_{cl} \cdot \alpha \cdot (T_{cl} - T_a)$$

$$\dot{q}_e = 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - p] \quad (3.9)$$

$$\dot{q}_{sw} = 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15]$$

$$\dot{q}_{res} = 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) + 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a)$$

V první rovnici v (3.9) vystupuje Stefan-Boltzmannův zákon, pronásobený koeficientem 0,7, který reprezentuje procentuální podíl povrchu člověka vystaveného působení radiace svého okolí, tj. 30 % povrchu člověka září samo na sebe. Tato hodnota platí pro pozici vsedě, pro pozici ve stoje to je zhruba 0,73. Vztah pro výpočet tepelných ztrát mokřým pocením $\dot{q}_{sw}$ umožňuje při dosazení basálního metabolismu $M = 46$ W/m² dosáhnout záporné hodnoty, což neodpovídá skutečnosti, z tohoto důvodu minimální hodnota $\dot{q}_{sw}$ je rovna nule. Důležitou roli v modelu zastává výpočet teploty oděvu T_{cl} a součinitele přestupu tepla konvekcí h_c , které jsou zadány implicitně, a pro jejich výpočet je nutné použít iterační metodu.

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028 \cdot (M - W) - R_{cl} \cdot (\dot{q}_r - \dot{q}_c) \quad (3.10)$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a| & \text{pro } 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0,25} \geq 12,1 \cdot \sqrt{v} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v} & \text{pro } 2,38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0,25} \leq 12,1 \cdot \sqrt{v} \end{cases} \quad (3.11)$$

Druhá rovnice v (3.9) reprezentuje Newtonův ochlazovací zákon, kde f_{cl} je povrchový faktor oděvu definovaný jako poměr povrchu oděného člověka k povrchu nahého člověka.

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 0,2 \cdot I_{cl} & \text{pro } I_{cl} \leq 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 \cdot I_{cl} & \text{pro } I_{cl} \geq 0,5 \text{ clo} \end{cases} \quad (3.12)$$

Třetí rovnice v (3.9) reprezentuje závislost tepelných ztrát suchým pocením na vykonávané činnosti M , na teplotě T_a a relativní vlhkosti okolního vzduchu. Relativní vlhkost $\varphi = p_a / p_a''$ je definována jako poměr parciálního tlaku vodní páry p_a [Pa] ve vzduchu vůči nasycené vodní páře. Pokud je $\varphi = 1$, znamená to, že vodní pára již není schopna pojmout více vlhkosti, a dochází tak ke kondenzaci vlhkosti na okolní povrchy. Parciální tlak syté vodní páry ve vzduchu p_a'' [Pa] je závislý na teplotě vzduchu viz empirická rovnice (5.23).

Čtvrtá rovnice v (3.9) je empirický vztah vyjadřující závislost tepelné ztráty pocením na vykonávané činnosti (McNall a kol., 1967).

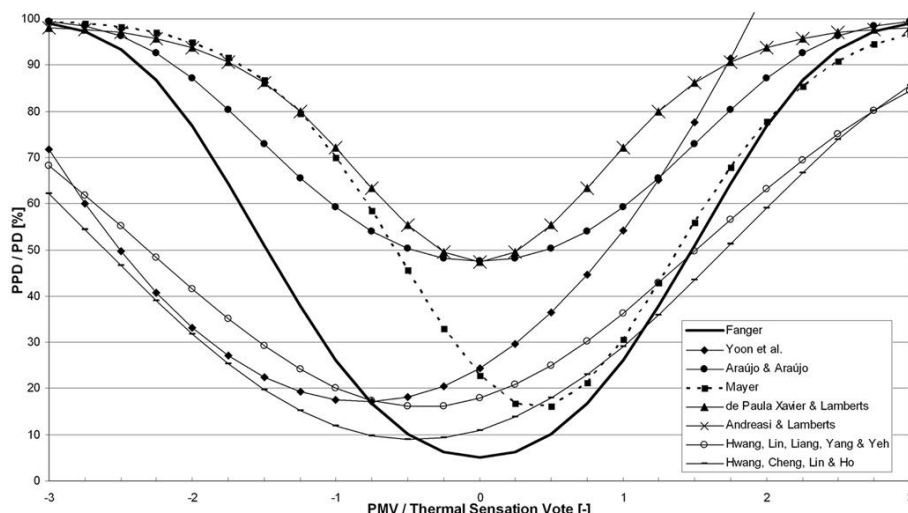
Zbývajících pátá rovnice v (3.9) je Fangerův empirický vztah vyjadřující závislost tepelné ztráty dýcháním na vykonávané činnosti, vlhkosti vzduchu a jeho teplotě. Při dané fyzické zátěži je vdechováno určité množství vzduchu, který se v plicích zahřeje na teplotu cca 34 °C a současně se nasytí vodní parou o parciálním tlaku 5867 Pa.

Spokojenost lidí s tepelným pocitem (hodnotou indexu PMV) je vyjádřena indexem PPD, který určuje předpokládané procento nespokojených lidí.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2) \quad [\%] \quad (3.13)$$

Hodnota indexu $PMV = 0$ reprezentuje ideální podmínky mikroklimatu, kterému odpovídá index $PPD = 5\%$ nespokojených. Podmínky vnitřního klimatu se považují za přijatelné, pokud se index PMV pohybuje v rozmezí hodnot od -0,5 do 0,5, což odpovídá maximálně $PPD = 10\%$ nespokojených. Při použití modelu je třeba dodržet rozsah doporučeného použití modelu. Model je platný pro (viz norma ČSN ISO 7730): $PMV = -2$ až $+2$, $T_a = 10$ až 30 °C, $T_r = 10$ až 40 °C, $v = 0$ až 1 m/s, $p_a = 0$ až 2700 Pa, $M = 0,8$ až 4 met (46 až 232 W/m^2), $I_{cl} = 0$ až 2 clo (tj. 0 až $0,31 \text{ m}^2\text{K/W}$).

Výhodou PMV-PPD modelu je především jeho jednoduchost, standardizace a přímá měřitelnost pomocí analyzátoru interního mikroklimatu. Nevýhodou modelu je jeho použití pouze pro homogenní a stacionární podmínky prostředí, tudíž model není vhodný pro určení tepelné pohody v kabině automobilu. Model nezohledňuje rozdílné vnímání chladu a tepla, ve skutečnosti je lidské tělo více citlivé na chlad, což vyjadřuje korekce dle Mayera (posunutí minima křivky na obr 3.5 doprava). Na obr. 3.5 je vyznačena závislost indexu PMV a PPD dle Fangera a také korekce rovnice (3.13) dle dalších autorů. Více informací o vzniku modelu PMV-PPD lze nalézt například v (Charles, 2003) a aplikaci PMV-PPD modelu v disertační práci (Pálka, 2011)



Obr. 3.5 – Závislost indexu PMV a PPD dle Fanger (tučná čára) a dalších autorů, kteří provedli korekce modelu, převzato z (Hoof a kol., 2010).

Kromě modelu PMV-PPD je součástí normy ČSN ISO 7730 návod na vyhodnocování tepelného komfortu (procenta nespokojených PD) v nehomogenních prostředích pomocí následujících kritérií:

Index DR (Draught Risk) stupeň obtěžování průvanem nabývající hodnot $DR = PD = 0 - 100 \%$

$$DR = (34 - T_a) \cdot (v - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot v \cdot Tu + 3,14) \quad [\%] \quad (3.14)$$

kde T_a je lokální teplota vzduchu, v jeho rychlost proudění a Tu intenzita turbulence (obvykle mezi 10 – 60 %).

Vertikální rozdíl teplot – index PD opět vyjadřuje procento nespokojených (0 – 100 %)

$$PD = 100 / (1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta T_a)) \quad [\%] \quad (3.15)$$

kde ΔT_a je teplotní rozdíl ve vertikálním směru mezi oblastí hlavy a kotníku. Procentem nespokojených PD je ještě vyjádřena **teplá či studená podlaha a asymetrie způsobená rozdílnými teplotami stěn**. Výsledný tepelný komfort v nehomogenním prostředí je podobně jako v modelu PMV-PPD vyjádřen procentem nespokojených lidí (index PD). Jeho celková hodnota odpovídá maximální hodnotě procenta nespokojených z jednotlivých kritérií.

3.5.2 ČSN ISO 14505 – Model komfortních zón

Model komfortních zón (Nilsson, 2004) je navržen pro vyhodnocování tepelného komfortu v prostředí kabin dopravních prostředků. Model navazuje na práci (Wyon a kol., 1989), která pojednává o vyhodnocování vnitřního prostředí kabiny dopravních prostředků pomocí tepelného manekýna. Metodika vyhodnocování tepelného komfortu v kabinách s využitím tepelného manekýna a komfortních zón je standardizována normou Ergonomie tepelného prostředí – Hodnocení tepelného komfortu ve vozidlech (ČSN ISO 14505, 2007).

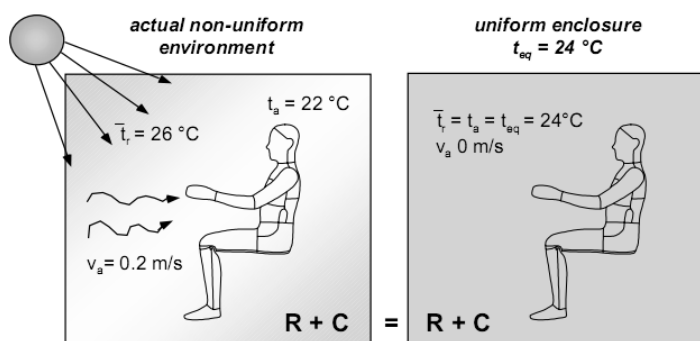
Princip ekvivalentní teploty

Metodika ekvivalentní teploty umožňuje popsat asymetrické působení prostředí na člověka a vyhodnotit jeho vnímání (tepelný pocit) a spokojenost (tepelný komfort). Tepelný

komfort je vyhodnocen na základě určení 18 lokálních ekvivalentních teplot příslušných jednotlivým částem lidského těla. Ekvivalentní teplota pro celé tělo je definována pomocí váženého průměru lokálních ekvivalentních teplot, kde váhami jsou plochy jednotlivých segmentů. Důvod, proč se zavádí veličina ekvivalentní teplota, spočívá ve zjednodušení vyhodnocování různých prostředí. Díky sjednocení více faktorů prostředí do jedné veličiny (sluneční záření, konvekce, radiace) lze porovnávat různá nehomogenní prostředí z hlediska vlivu prostředí na tepelné ztráty člověka jednotným způsobem. Ekvivalentní teplota T_{eq} je vypočtena dle následujícího vztahu

$$T_{eq} = T_s - \frac{\dot{q}_{real}}{h_{cal}} = T_s - (R_{cl} + R_a) \cdot \dot{q}_t \quad (3.16)$$

kde T_s je povrchová teplota tepelného manekýna, který je vyhříván na všech segmentech na teplotu 34 °C. $R_{cl} + R_a = 0,155 \cdot I_{cl} + R_a$ je celkový tepelný odpor, který zahrnuje tepelný odpor oděvu R_{cl} a tepelný odpor konvekce vzduchu $R_a = 0,1395 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. $\dot{q}_t$ je měrný tepelný tok citelného tepla (radiace a konvekce). $\dot{q}_{real} [\text{W}/\text{m}^2]$ je měrný tepelný tok mezi povrchem manekýna a skutečným nehomogenním prostředím a $h_{cal} [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$ je součinitel přenosu tepla získaný z virtuální kalibrace v homogenních podmínkách.

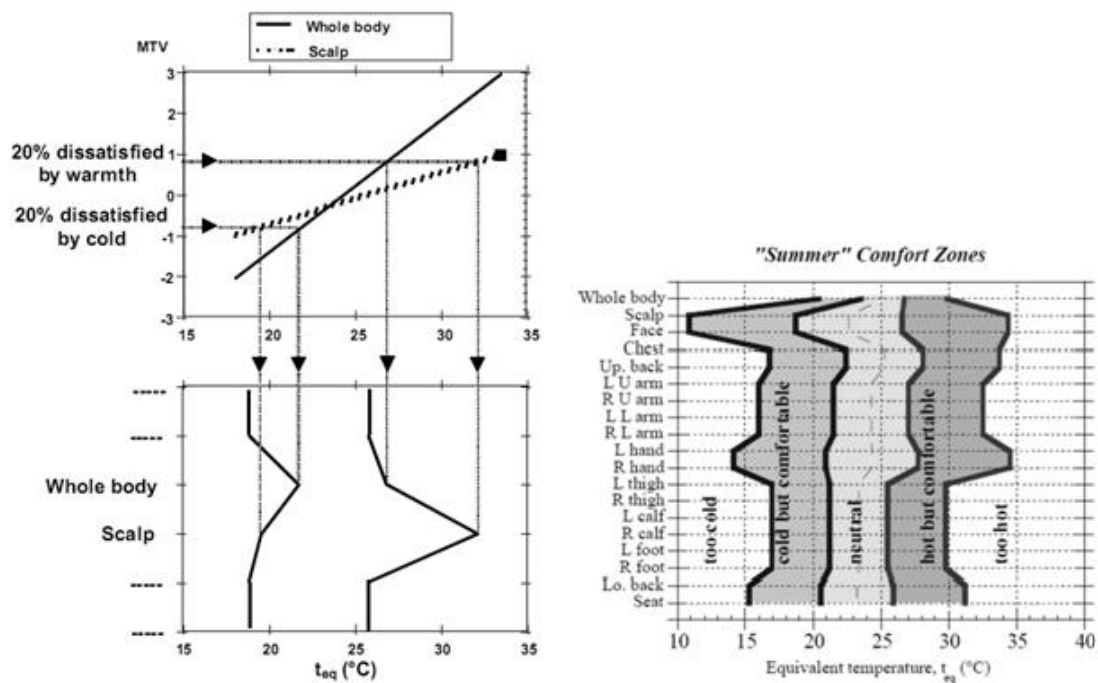


Obr. 3.6 – Princip ekvivalentní teploty, převzato z (Nilsson, 2004).

Na obr. 3.6 je znázorněn princip ekvivalentní teploty s názorným příkladem. Ve skutečném nehomogenním prostředí (v ukázkovém případě střední radiační teplota 26 °C, teplota vzduchu 22 °C a střední rychlost proudění vzduchu 0,2 m/s) je umístěn tepelný manekýn se specifikovaným oděvem a metabolickou produkcí tepla. Z povrchu tepelného manekýna je odebrán měrný tepelný tok konvekce a radiací (včetně slunečního záření) $\dot{q}_{real} = \dot{q}_r + \dot{q}_c = R + C$. Díky principu ekvivalentní teploty lze toto nehomogenní prostředí převést na homogenní prostředí, které je definované pouze ekvivalentní teplotou (v ukázkovém případě $T_{eq} = 24 \text{ °C}$). Ekvivalentní teplota homogenního prostředí je určena na základě předpokladu totožných tepelných toků $\dot{q}_{cal}$ mezi tepelným manekýnem a skutečným nehomogenním a myšleným homogenním prostředím. Homogenní prostředí je definováno jako prostředí bez slunečního záření s nulovou rychlostí proudění vzduchu a s totožnými teplotami vzduchu a stěn (střední radiační teplotou). Především lze zobecnit i pro případ lokálních ekvivalentních teplot. Jediný rozdíl je, že veličiny T_{eq} , $R_{cl} + R_a$, $\dot{q}_t$ v rovnici (3.16) jsou uvažovány pro jednotlivé segmenty zvlášť.

Digram komfortních zón

Každé ekvivalentní teplotě přísluší pět komfortních zón (nepříjemně teplo, teplo ale příjemně, neutrálně, chladno ale příjemně, nepříjemně chladno). Komfortní zóny jsou definovány diagramem komfortních zón, který vyjadřuje vnímání tepelné komfortu v určitém prostředí. Diagramy komfortních zón jsou definovány na základě subjektivního hodnocení dotazovaných osob a vyjadřují lidské preference pro jedno dané ustálené prostředí, pro jednu aktivitu a pro daný oděv. Diagramy komfortních zón vznikly na základě korelace výsledků měření pomocí tepelného manekýna a lidských subjektů. Na obr. 3.7 je znázorněn způsob jejich tvorby a ukázka výsledného diagramu komfortních zón pro letní oděv. Dotazované osoby hodnotily střední lokální tepelný komfort pomocí indexu MTV (Mean Thermal Vote), který je definován podobně jako Bedfordova stupnice tepelného komfortu (viz tab. B.2 a B.3). Na základě regresní analýzy vlastních měření Nilsson určil závislost indexu MTV na ekvivalentní teplotě pro jednotlivé části těla. Podle hodnoty indexu MTV jsou stanovené hranice komfortních zón vyjádřené formou ekvivalentní teploty. Neutrální komfortní zóna byla stanovena pro index MTV v intervalu od -0,8 do +0,8, což odpovídá 80 % spokojených lidí s lokálním tepelným pocitem. Hranice mezi neutrální komfortní zónou a zónou příjemně chladno a příjemně teplo byla stanovena na -1,5 respektive +1,5. Jestliže je index MTV při dané ekvivalentní teplotě nižší než -1,5, pak je dané prostředí příliš chladné. Naopak jestliže je index MTV při dané ekvivalentní teplotě větší než 1,5, pak je dané prostředí příliš teplé. Diagram komfortních zón tedy udává doporučené hodnoty lokální ekvivalentní teploty jednotlivých částí lidského těla.



Obr. 3.7 – Tvorba komfortních zón pro dané prostředí, ukázka výsledků regrese pro celé tělo a hlavu (vlevo), výsledný diagram komfortních zón pro kabinu automobilu v letním období, převzato z (Nilsson, 2004)

Postup vyhodnocení nehomogenního prostředí pomocí modelu komfortních zón

Výhodou modelu je jeho snadné použití jak při vyhodnocování prostředí pomocí měření, tak i pomocí CFD simulací. Jednotlivé ekvivalentní teploty lze totiž určit pomocí skutečného i virtuálního tepelného manekýna. Oba přístupy mají obdobné fáze:

1) Kalibrační měření / simulace

V klimatické komoře s homogenním prostředím 24 °C se umístí tepelný manekýn vyhřívaný na teplotu „pokožky“ 34 °C, který je oblečený do oděvu s definovanými lokálními tepelnými odpory oděvu. Provede se měření měrných tepelných toků $\dot{q}_{cal}$ z jednotlivých segmentů a dle vztahu se určí kalibrační součinitel přenosu tepla radiací a konvekcí.

$$h_{cal} = \frac{\dot{q}_{cal}}{T_s - T_a} = \frac{\dot{q}_{cal}}{34 - 24} \text{ [Wm}^{-2}\text{K}^{-1}\text{]} \quad (3.17)$$

2) Vlastní měření / simulace

Ve skutečném nehomogenním prostředí je nutné změřit skutečné měrné tepelné toky $\dot{q}_{real}$ a rovněž znát povrchové teploty manekýna T_{sk} , který je opět vyhřívaný na teplotu „pokožky“ 34 °C. Pro výpočet jednotlivých ekvivalentních teplot se využije vztah (3.16), v kterém rovněž vystupuje kalibrační součinitel přenosu tepla radiací a konvekcí h_{cal} spočtený v předchozím kroku.

3) Vyhodnocení

V závislosti na oděvu tepelného manekýna je nutné zvolit z normy ISO 14505-2 příslušný diagram komfortních zón. Vynesením všech lokálních ekvivalentních teplot do diagramu komfortních zón je vyhodnocen lokální tepelný komfort, čímž je obdržen celkový obraz o tepelném komfortu v nehomogenním prostředí. Lokální tepelný komfort je zajištěn v případě, že lokální ekvivalentní teplota přísluší neutrální zóně. Celkový tepelný komfort je zajištěn právě tehdy, když celková ekvivalentní teplota přísluší neutrální zóně a žádná lokální ekvivalentní teplota nevytváří v zóně příliš chladno či příliš teplo.

Diagramy komfortních zón uvedené v normě ČSN ISO 14505-2 jsou navrženy pro vyhodnocování prostředí kabin dopravních prostředků zejména automobilů. Zóny jsou dle normy platné pro lehkou aktivitu sezení, kdy energetický výdej člověka je $M = 1,2$ až $1,5$ met, tj. 70 až 90 W/m². Diagramy jsou definovány zvlášť pro letní a zimní oděv. Typický tepelný odpor I_{cl} letního oděvu se pohybuje okolo hodnot 0,6 clo (0,093 m²K/W) a zimního oděvu se pohybuje okolo 1 clo (0,155 m²K/W). Nevýhodou modelu je, že diagramy komfortních zón lze použít pouze pro stacionární podmínky a nelze jej použít pro jiné parametry oděvu a energetický výdej člověka než byly sestrojeny. V roce 2007 Nilsson na základě dalších vlastních měření stanovil závislost hodnoty MTV na tepelném odporu oděvu pomocí regresních koeficientů a , b , viz rovnice (3.18).

$$T_{eq} = T_{sk} - (R_{cl} + R_a) \cdot (a + b \cdot MTV) \quad (3.18)$$

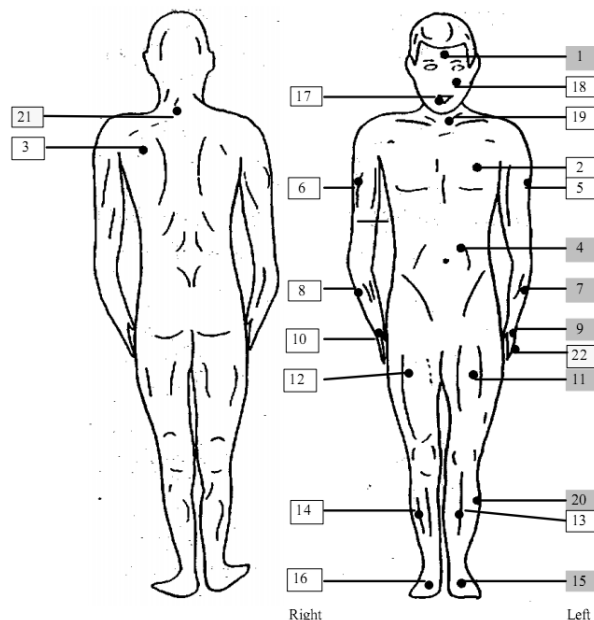
Model komfortních zón po této úpravě lze použít pro různé oděvy o tepelném odporu $I_{cl} = 0$ až 1 clo. Za předpokladu tepelného odporu vzduchu konvekcí $I_a = 0,9$ clo je rovnice

(3.18) použitelná pro celkový tepelný odpor (oděvu a vzduchové vrstvy) od 0,9 do 1,9 clo, neboli $R_{cl} + R_a = 0,155 \cdot I_{cl} + I_a = 0,139$ až $0,2945 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

V případě použití modelu komfortních zón pro jiné hodnoty tepelného odporu oděvu a energetického výdeje člověka by musel být vytvořen nový diagram komfortních zón, což by vyžadovalo provést další měření s tepelným manekýnem a testovanými osobami. Vzhledem k úzkému zaměření modelu na prostředí kabin automobilů je však rozsah hodnot oděvu a činnosti dostačující. Předností modelu komfortních zón je jeho jednoduchost matematického zápisu a univerzálnost na široké spektrum nehomogenních prostředí. Příklad využití modelu komfortních zón lze nalézt v práci (Fišer, 2011), kde autor využívá virtuálního tepelného manekýna, virtuální kalibrace a CFD simulace pro posuzování vnitřního prostředí kabiny malého dopravního letadla.

3.5.3 Model dle Zhang

Model tepelného komfortu dle Zhang je empirický model subjektivního vnímání tepelného komfortu, který vznikl statistickým zpracováním naměřených dat pomocí regresní analýzy. Měření probíhala na skupině 27 lidí různého věku, pohlaví a tělesné konstituce, viz tab. 4.11 v (Zhang, 2003). Měření byla prováděna v klimatické komoře na univerzitě v Berkeley, USA v rámci disertační práce (Zhang, 2003). Celkem bylo provedeno 109 různých měření zaměřených na subjektivní vnímání okolního tepelného prostředí. Cílem měření bylo vytvořit korelaci mezi tepelným stavem člověka a tepelným komfortem v transientních a nehomogenních prostředích, které byly vytvořeny cíleně pomocí individuálního ohřevu a chlazení jednotlivých částí lidského těla.

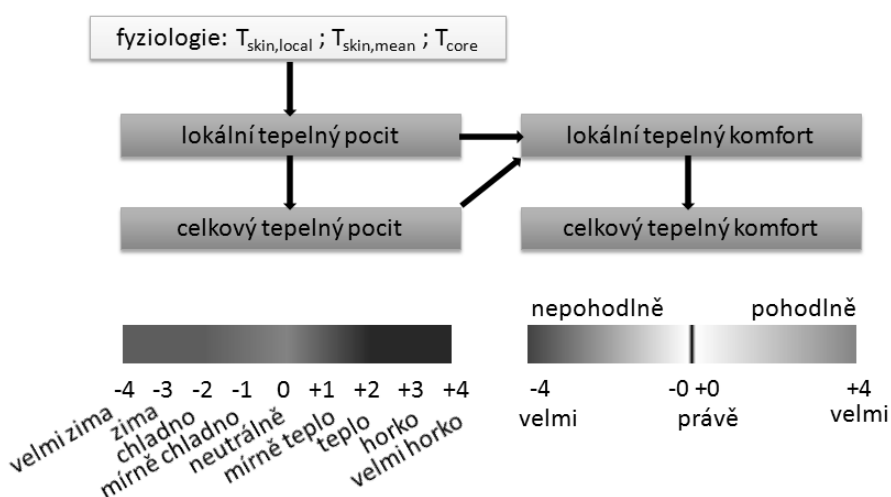


Obr. 3.8 – Body 1-19 označují umístění senzorů pro měření povrchových teplot, na základě nichž Zhang sestavila svůj 19 segmentový model tepelného komfortu. Body 20-22 nebyly použity, převzato z (Zhang, 2003).

Měření probíhala v přesně definovaných podmínkách prostředí a u testovaných osob byly sledovány vnitřní teplota a teplota pokožky na 22 místech lidského těla. Pro vlastní tvorbu modelu pak bylo použito pouze 19 teplot pokožky. Model dle Zhang tedy rozděluje

lidské tělo na 19 částí a 16 z nich odpovídá rozdělení dle Tanabeho. Ovšem oblasti hlavy Zhang věnuje zvýšenou pozornost, neboť ji rozděluje na čtyři části: hlava (temeno hlavy a zátylek), krk, tvář a oblast úst. Na obr. 3.8 je znázorněno umístění všech 22 senzorů, ovšem pouze senzory 1 až 19 reprezentují jednotlivé segmenty modelu: 1 – čelo, 2 – hrud', 3 – záda, 4 – břicho, 5 – levá paže, 6 – pravá paže, 7 – levé předloktí, 8 – pravé předloktí, 9 – levá ruka, 10 – pravá ruka, 11 – levé stehno, 12 – pravé stehno, 13 – levé lýtko, 14 – pravé lýtko, 15 – levé chodidlo, 16 – pravé chodidlo, 17 – ústa, 18 – líce, 19 – krk.

Během vlastního měření testované osoby průběžně vyplňovaly na počítači dotazník, a to v časovém intervalu jedna až tři minuty. Dotazník obsahoval otázky na to, jaké tepelné pocity vnímají na jednotlivých částech těla a jaký je jejich celkový tepelný pocit. Další otázky se týkaly toho, jak moc pohodlně či nepohodlně se cítí, tj. jaký tepelný komfort vnímají na jednotlivých částech těla a jaký celkově. Subjektivní vnímání působení okolního prostředí bylo zaznamenáváno do dotazníků pomocí předem daného slovního hodnocení. Byla použita 9 bodová stupnice tepelných pocitů a komfortu dle ASHRAE. Výsledky měření byly statisticky zpracovány a byly identifikovány citlivosti jednotlivých částí lidského těla na chlad i teplo. Na základě výsledků měření byly vytvořeny regresní funkce popisující závislost tepelného pocitu a komfortu na teplotě pokožky a vnitřní teplotě.



Obr. 3.9 – Schéma modelu dle Zhang se stupnicemi tepelných pocitů a komfortu

Vstupem modelu jsou teploty pokožky jednotlivých částí těla, vnitřní teplota (teplota jádra) a jejich časové změny. Výstupem je predikce lokálního, celkového tepelného pocitu a komfortu. V roce 2010 Zhang publikovala upravenou verzi modelu (Zhang a kol., 2010a, Zhang a kol., 2010b, Zhang a kol., 2010c). Model dle Zhang se skládá ze čtyř částí, které predikují: lokální tepelný pocit, lokální tepelný komfort, celkový tepelný pocit a celkový tepelný komfort. Na obr. 3.9 je schéma jednotlivých částí modelu, jejich vzájemné propojení a použité stupnice výsledných veličin. Hiu Zhang používá ve svém modelu rozšířenou 9 bodovou stupnici tepelných pocitů dle 9 bodové stupnice ASHRAE, viz tab. B.4 (+4 velmi horko; +3 horko; +2 teplo; +1 mírně teplo; 0 neutrálně; -1 mírně chladno; -2 chladno; -3 zima; -4 velmi zima). Pro tepelný komfort používá odlišnou 9 bodovou stupnici tepelného komfortu, viz tab. B.5 (+4 velmi pohodlně; +0 právě pohodlně; -0 právě nepohodlně; -4 velmi nepohodlně). Optimální prostředí pro člověka je tedy takové, v kterém je vnímaný celkový

tepelný pocit roven 0, a tepelný komfort +2 až 4. Naopak prostředí velmi nevhodné je takové, kde člověk vnímá celkový tepelný pocit ± 4 a komfort -4. Z toho lze vidět, že obě stupnice i přes stejný rozsah od -4 do +4 mají rozdílná optima. Lokální tepelný pocit je základní veličinou určující vnímání okolního prostředí a závisí přímo na tepelném stavu člověka (teploty pokožky a jádra a jejich časové změny), ostatní veličiny jsou z ní odvozeny.

Původní model vznikl v rámci disertační práce (Zhang, 2003), jejímž cílem bylo vytvořit model tepelného komfortu pro nehomogenní a transientní okrajové podmínky prostředí. Společně s fyziologickým modelem (Huizenga a kol., 2001) vznikl simulační nástroj na predikci tepelného komfortu v nehomogenních prostředích (tzv. Berkeley model). Model byl validován měřeními v kabině automobilu umístěném v klimatické komoře společnosti Delphi Harrison, která se nachází v Lockportu, NY, USA. Celkem bylo provedeno 64 validačních testů simulujících podmínky, které se mohou vyskytnout v kabině automobilu během letních i zimních provozních podmínek. Na základě validačních měření byl původní model upraven do současné podoby (Zhang a kol., 2010a, Zhang a kol., 2010b, Zhang a kol., 2010c) a autorka stále pokračuje v dalším vývoji tohoto modelu. Na základě validačních měření došlo k opravě některých regresních koeficientů zejména u nohou. Hlavní změnou je přepracovaný výpočet celkového tepelného pocitu. Výpočet pomocí váženého průměru byl nahrazen novým algoritmem, který zohledňuje vliv opačných tepelných pocitů na celkový tepelný pocit. Model celkového tepelného komfortu je zatím stále založen na pravidlech, ale v budoucnosti autorka plánuje vylepšit i tuto část modelu.

V modelu se vyskytují veličiny střední teplota pokožky $T_{sk,m}$ a vnitřní teplota (tj. teplota jádra T_{co}). V odborné literatuře lze najít více způsobů jak definovat a měřit střední teplotu pokožky, jejich přehled lze nalézt v (Zhang, 2003). Jejich aplikace je vhodná pro různé účely a je vždy vhodné zvážit jaký způsob určení zvolit. Střední teplota pokožky je veličina charakterizující celkový tepelný stav člověka. Zhang ve své práci zvolila 7 bodovou metodu dle (Hardy a DuBois, 1938). Definiční vztah pro výpočet střední teploty pokožky 7 bodovou metodu je uveden v rovnici (3.19), ve které vystupují teploty senzorů označených na obr. 3.8 v šedém rámečku.

$$T_{sk,m} = 0,07 \cdot T_{sk}^{(čelo)} + 0,35 \cdot T_{sk}^{(břích)} + 0,14 \cdot T_{sk}^{(levá paže)} + 0,05 \cdot T_{sk}^{(levá ruka)} + 0,19 \cdot T_{sk}^{(levé stehno)} + 0,13 \cdot T_{sk}^{(levé lýtko)} + 0,07 \cdot T_{sk}^{(levý nárt)} \quad (3.19)$$

Teplota jádra T_{co} použitá v modelu Zhang byla měřena pomocí kapslí určených k zjištění vnitřní teploty. Zhang zavrhl měření v uchu z důvodů menší přesnosti a měření rektální teploty kvůli časovému zpoždění při transientních podmínkách. Ve Svázaném modelu tepelného komfortu je brána jako teplota jádra teplota hypotalamu $T^{(1,1)}$.

Předností modelu dle Zhang je striktní rozdělení tepelného pocitu a komfortu na dvě samostatné veličiny. Důvodem je podstata vnímání tepelného komfortu při dynamické tepelné zátěži, kdy pojmy tepelný pocit a komfort nelze již zaměňovat, tak jak je to v případech časově ustálených. Dle autorky člověku poskytne nejlepší komfort skutečnost, že ta část, na které vnímá chlad/teplo, je ohřátá/ochlazená, čímž je uspokojen požadavek člověka na zlepšení jeho tepelného stavu. Model zohledňuje rozdílnou citlivost jednotlivých částí těla na teplo či chlad, ale nezohledňuje vliv mokré pokožky na vnímání tepelného

komfortu tak jako Gaggův index DISC. Detailnější popis modelu Zhang je uveden v kapitole 7.4 nebo v publikované literatuře autorky.

3.6 Nástroje pro simulaci tepelného komfortu v automobilu

Pro získání vstupních dat do modelů fyziologie a tepelného komfortu člověka lze použít kromě měření okolního prostředí i výsledků simulace. V dnešní době existuje celá řada simulačních nástrojů na výpočet přenosu tepla mezi člověkem a okolním prostředím. S ohledem na zaměření disertační práce jsou v této podkapitole uvedeny pouze simulační nástroje, které jsou či byly využívány automobilovým průmyslem pro simulaci tepelného komfortu. Přehled simulačních nástrojů je uveden v tab. 3.3.

Tab. 3.3 – Přehled simulačních nástrojů pro predikci tepelného komfortu v kabině automobilu

Název	Popis
INKA-TILL, 1987	Pro BMW, model PMV, komfortních zón
TIM, 2006	Pro Mercedes-Benz, 14 segmentový model TIM
SC/TETRA-JOS, 2008	17 segmentový model dle Matsunaga
Theseus-FE, 2011	P+Z, Fialův model, index DTS a Zhang model
RadTherm, 2011	Fialův model a Zhang model

Automobilky už koncem 80. let začaly vyvíjet simulační nástroje pro predikci vnitřního mikroklimatu a tepelného komfortu uvnitř kabiny automobilu. Mezi první nástroje patřil INKA/TILL vyvíjený firmou BMW. V dnešní době jsou pro oblast simulace prostředí v kabinách dopravních prostředků k dispozici specializované nástroje, jako například Theseus-FE od německé firmy P+Z (www.theseus-fe.com), RadTherm od americké firmy Thermoanalytics (www.thermoanalytics.com) či SC/TETRA od firmy japonské firmy Cradle Co. (<http://www.cradle-cfd.com/pdf/JOS%20white%20paper.pdf>). Pro simulaci tepelného komfortu využívají nejčastěji upravený Fialův model, který je propojen s některým z modelů tepelného komfortu: Zhang, index DTS či s modelem komfortních zón (ISO 14505). Výjimkou je software SC/TETRA v němž je zabudován 17 segmentový model dle Matsunagy (IOS model), který vychází z Tanabeho modelu.

Tato skupina simulačních nástrojů je specifická tím, že pro simulaci přenosu tepla konvekcí využívají bilančního přístupu (tzv. advekčních schémat), zatímco pro simulaci přenosu tepla vedením a radiací využívají 3D geometrii simulovaného objektu. Je to z toho důvodu, že detailní 3D simulace proudění bývají velice časově náročné. V případě, že je důraz kladen na detailnost a přesnost simulace a čas výpočtu nehraje roli, umožňují tyto programy výpočet pomocí advekčních schémat nahradit 3D CFD simulací. Propojení 1D simulačních nástrojů (Theseus, Radtherm) či modelovacích prostředí (Dymola, Simulink, FlowMaster, apod.) se CFD programy (Star-CCM+, Star-CD, OpenFoam, Fluent, CFX, apod.) se nazývá 1D/3D coupling tj. 1D/3D svázání. Pro svázání těchto 1D a 3D nástrojů a předávání dat mezi nimi musí být použito zprostředkující prostředí, tzv. middleware, např. program TISC. Další možností je připojit k CFD vlastní kód naprogramovaný např. v Javě, C++ apod. V oboru ergonomie prostředí bývá 1D model fyziologie člověka a 3D model jeho geometrie tzv. shell a geometrie okolního prostředí.

Primárním účelem CFD je numerické řešení Navier-Stokesových rovnic, ale s rostoucími možnostmi výpočetní techniky se rozšiřovala oblast působení těchto typů programů. V dnešní době se jedná o velice rozsáhlé balíky, obsahující řešení problematiky přenosu tepla, nejen z oblasti proudění, ale i vedení tepla, radiace, spalování apod. Výpočty těchto softwarů probíhají na výpočtové síti (tzv. mesh), která definuje geometrii problému. K vlastní geometrii jsou přiřazeny fyzikální vlastnosti materiálů (tzv. physics). Jádrem CFD kódu je značné množství numerických řešičů, které jsou vhodné na jednotlivé problémy z oblasti přenosu tepla. CFD simulace umožňují detailní simulaci přenosu tepla s přesností výpočtu závislého na jemnosti dělení sítě. Vzhledem ke složitosti problematiky proudění, které může být turbulentní a neustálené, je mnohdy zapotřebí velký počet výpočetních buněk (v řádu miliónu), což samozřejmě znamená dlouhý výpočetní čas v řádu dnů i týdnů. V automobilovém průmyslu má CFD využití v mnoha technických aplikacích: např. vnější aerodynamika, proces spalování paliva v motoru a proudění výfukových plynů, větrání – rozvod a distribuce vzduchu na klimatizování či odmlžování skel.

Součástí této disertační práce je rovněž vývoj Modelu tepelné zátěže kabiny, který je obsahem kapitola 5 a 6. Jedná se o úzce profilovaný simulační nástroj, který je navržen pouze pro jeden účel, tj. kabiny automobilů, podobně jako INKA/TILL. Naproti tomu dnešní komerční softwary jsou komplexními simulačními nástroji s širokým polem využití v různých oblastech inženýrství. Z výše zmíněných softwarů byl na našem pracovišti dostupný program Theseus-FE, v kterém byly provedeny simulační scénáře uvedené v podkapitole a CFD program Star-CCM+, v kterém byly spočteny úhlové faktory modelu kabiny automobilu.

4 SIMULAČNÍ NÁSTROJE PRO VÝVOJ MODELŮ

4.1 Modelica

Pro tvorbu modelů byl po dohodě s průmyslovým partnerem zvolen modelovací jazyk Modelica. Modelica je relativně nový modelovací jazyk, verze 1.0 vznikla v roce 1997 jako výsledek doktorské práce (Elmqvist, 1997). V roce 2000 se začaly objevovat i její první průmyslové aplikace a také vznikla nezisková organizace Modelica Association, která převzala záštitu nad dalším vývojem Modelici a jejími Standardními knihovnami („Modelica Standard Library“). Standardní knihovna poskytuje spoustu již hotových modelů, které lze využít pro tvorbu složitých dynamických systémů z různých inženýrských oblastí: elektrické obvody, elektronika, mechanika těles, hydraulika, termomechanika apod. V roce 2012 vyšla zatím poslední verze jazyka Modelica 3.3.

Jedná se o objektově orientovaný otevřený jazyk podobný např. Simulinku, dokonce modely vytvořené v Modelice mohou být exportovány do Simulinku. Hlavním rysem a výhodou jazyku Modelica je její akauzalita, kdy namísto deklarativního způsobu psaní kódu, umožňuje zápis kódu formou rovnic. Lze snadno zaměnit vstupy a výstupy modelu, což je velice výhodné pro jeho testování. Modelica potřebuje pro svoji práci kompilátor, který nejdříve setřídí rovnice (definuje kauzalitu) do podoby vhodné pro numerický řešič. Takto setříděné rovnice jsou strojově přeloženy do jazyka C a následně zkompileovány. Každý model napsaný v Modelice je přeložen do C, proto Modelica není typický programovací jazyk ale modelovací. Tato skutečnost přináší zejména výhodu úspory času při návrhu, tvorbě a zejména úpravě složitých modelů. Velkou výhodou je objektový přístup a možnost tvořit složité struktury tříd. Překlad do jazyka C, během kompilace není nijak omezujícím faktorem pro real-time aplikace. Mezi simulační prostředí podporující jazyk Modelica patří: CATIA, Dymola, LMS AMESim, JModelica.org, MapleSim, MathModelica, OpenModelica, SCICOS, SimulationX and Vertex.

V rámci disertační práce bylo vyzkoušeno několik různých vývojových prostředí. Zpočátku kompilace kódu probíhala v demoverzi programu Dymola 7.1, která umožnila seznámit se s principy tvorby modelů v Modelice, ale pro další práci se omezení demoverze ukázala jako zásadní. Z finančních důvodů byly nejprve vyzkoušeny a používány programy typu opensource: Scicos a OpenModelica. Nejprve byl testován program Scicos, který je součástí SciLabu a je open source obdobou Matlab Simulink. V době započetí prací nebyla podpora jazyka Modelica ve Scicosu dostatečná, práce s ním nebyla tudíž efektivní, a proto nebyl tento program dále využíván. Jako dobrá alternativa se ukázal nekomerční jazyk OpenModelica. OpenModelica je vyvíjena Open Source Modelica Consortium (OSMC) a je převážně určena k vědeckým účelům, ale přesto podporuje množství rysů jazyku Modelica. Navíc pro snazší práci s OpenModelicou je vyvíjen grafický opensource program SimForge, který se inspiroval Dymolou. OpenModelica má tu výhodu, že implementovaný kód v OpenModelice je možné snadno převést do Modelici a spustit v Dymole. Ovšem opačně to neplatí, neboť OpenModelica obsahuje pouze část knihoven Modelici. Byl tedy vybrán program OpenModelica 1.4.5 (*v době psaní práce již byla dostupná verze 1.8.1), který

umožňuje využití většiny možností jazyka Modelica a program SimForge 0.8.5 (*0.9.0), který poskytuje grafické rozhraní a textový editor pro implementaci kódu.

S roustoucími nároky a složitostí vyvíjených modelů se ukázaly některé chybějící a nedořešené funkce jako zásadní. Bohužel OpenModelica obsahuje řadu bugů, které jsou sice průběžně opravovány, ale její vývoj je velmi pozvolný, proto pro efektivnější práci bylo nutné přejít na některý z komerčních softwarů. V květnu roku 2010 byla zakoupena akademická licence programu Dymola 7.4⁶, v kterém probíhal další vývoj modelů.

4.2 Dymola

Dymola je simulační prostředí pro tvorbu dynamických systémů (modelů) v jazyce Modelica, které nyní patří firmě Dassault Systèmes. Vývoj Dymoly je historicky velice úzce spjat s vývojem jazyka Modelica a patří mezi několik málo softwarů, které plně podporují jazyk Modelica (v současné době asi nejlépe). Dymola umožňuje tvorbu modelů pomocí schémat, propojováním jednotlivých funkčních bloků tvořících dynamický systém (podobně jako v Matlab Simulink), či pomocí textového editoru. Jádrem programu Dymola jsou numerické řešiče algebraických diferenciálních rovnic, mezi ně patří např. Dassl, který je z nich nejuniverzálnější a byl používán v této práci ve veškerých simulacích. Kód v Dymole resp. Modelice je rozdělen na 2 základní části:

```
model Název modelu
//1. deklarace proměnných a neznámých
equation
//2. rovnice definující dynamický systém
end Název modelu
```

Dymola mimo jiné umožňuje spouštění vlastních skriptů, které bývají ukládány s příponou .mos. Více podrobností o Dymole lze nalézt v dokumentaci Dymola User Manual Volume 1 a Volume 2, či na stránkách <http://www.3ds.com/products/catia/portfolio/dymola>.

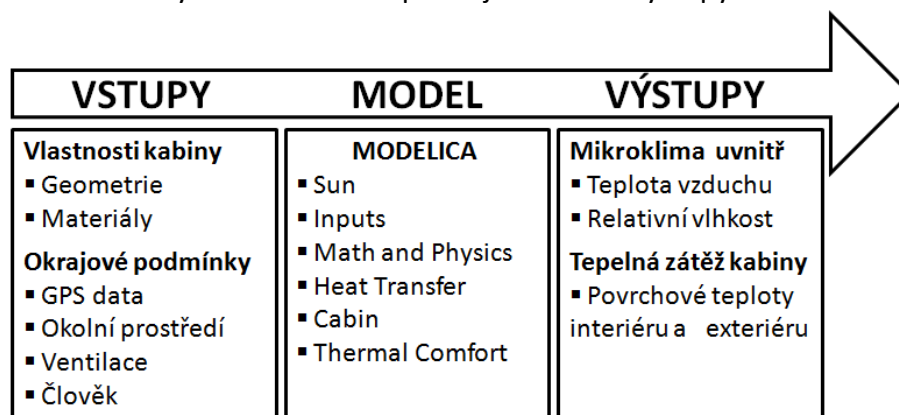
4.3 Theseus-FE

Program Theseus-FE (P+Z, 2011a) je simulační software vyvíjený firmou P+Z pro řešení úloh přenosu tepla metodou konečných prvků. Software využívají zejména firmy v automobilovém průmyslu při návrhu klimatizační jednotky a pro simulace tepelné zátěže kabiny automobilu. Program pracuje s 3D geometriemi ve formátu nastran .nas, jeho předností je rychlý řešič přenosu tepla a možnost propojení s dalšími programy, např. CFD programy. Součástí programu Theseus-FE je nástroj na vyhodnocování tepelného komfortu pomocí Fialova modelu a indexu PMV-PPD, DTS či dle ISO 14505-2, a v neposlední řadě dle (Zhang, 2003). Program Theseus-FE byl v disertační práci použit v kapitole 8.3 na simulaci tepelné zátěže kabiny osobního automobilu a na porovnání predikce Fialova a Svázaného modelu ve vybraných úlohách. Kromě toho byl využit i při ladění Modelu tepelné zátěže kabiny prezentovaného v kapitolách 5 a 6.

⁶ Licence je nutné každoročně aktualizovat, tj. momentálně je dostupná nejnovější verze Dymola 2013

5 VÝVOJ MODELU TEPELNÉ ZÁTĚŽE KABINY AUTOMOBILU

V této kapitole je popsán matematický model tepelné zátěže kabiny automobilu určený k predikci vnitřního mikroklimatu a tepelné zátěže kabiny během reálných provozních podmínek. Predikce tepelné zátěže kabiny je důležitá pro návrh klimatizační jednotky a predikce vnitřního mikroklimatu pro vyjádření tepelného komfortu. Na obr. 5.1 je uvedeno schéma rozhraní modelu: nalevo jsou uvedeny hlavní vstupy modelu, uprostřed je seznam hlavních částí modelu kabiny v Modelice a napravo jsou hlavní výstupy modelu.



Obr. 5.1 – Ideové schéma struktury modelu tepelné zátěže kabiny a jeho rozhraní. Vlevo vstupy modelu, uprostřed jednotlivé části kódu (moduly) v Modelice, a napravo výstupy modelu.

Vstupy modelu:

- vlastnosti kabiny automobilu, specifické pro daný typ vozu – geometrie a materiály
- okrajové podmínky, charakterizující konkrétní jízdu a podmínky během ní – GPS data (rychlost, poloha a orientace vozu), okolní prostředí (teplota vzduchu, relativní vlhkost, intenzita slunečního záření), ventilace (množství přiváděného vzduchu, jeho teplota a relativní vlhkost), člověk (počet osob v kabině)

Výstupy modelu:

- predikce tepelné zátěže – povrchové teploty interiéru a exteriéru kabiny, tepelné toky vstupující do kabiny. Na základě predikce tepelné zátěže lze určit potřebné množství energie, které je potřeba dodat klimatizováním
- predikce mikroklimatu – teplota a relativní vlhkost vzduchu (pouze střední hodnota)
- odhad tepelného komfortu dle modelu PMV-PPD

Model byl implementován do jazyka Modelica v prostředí Dymola viz kapitola 4. Pro řešení sestavených rovnic byl použit numerický řešič DASSL. Model tepelné zátěže kabiny je rozdělen do šesti hlavních modulů:

- **Cabin**, který pracuje s definicí geometrie a materiálů, tj. normály jednotlivých povrchů kabiny, jejich plocha, tloušťka a materiálové vlastnosti. Geometrie exteriéru je definovaná parametricky pomocí 4 rozměrů a 3 úhlů. Geometrie interiéru není uvažována explicitně, tj. nejsou definovány přesně orientace jednotlivých ploch jako u exteriéru. Parametrizace umožňuje výpočet přenosu tepla radiací mezi okolím a kabinou.
- **Sun**, který slouží k výpočtu polohy Slunce na obloze a k určení teoretických hodnot intenzity slunečního záření.

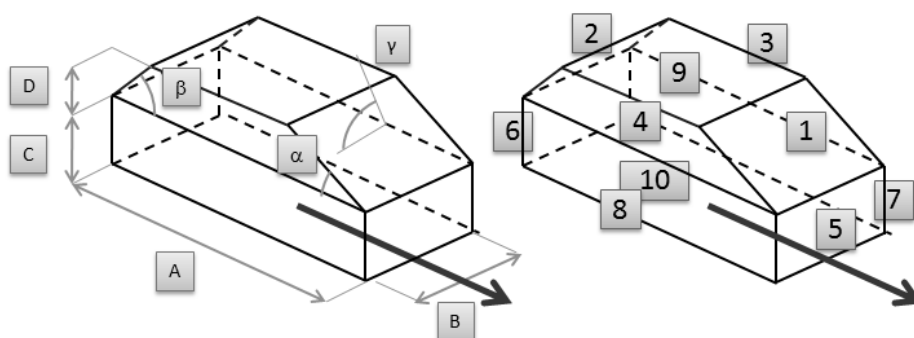
- **Inputs**, který obstarává načtení všech vstupních dat z .txt souborů, obsahuje okrajové podmínky (meteorologická data, ventilace, GPS data, počet osob), ale také definici geometrie a materiálů.
- **Math and Physics** je pomocná knihovna pro definici použitých matematických operací a fyzikálních empirických vztahů.
- **Heat Transfer** je stěžejní modul, který obsahuje všechny bilanční rovnice popisující přenos tepla v kabině automobilu. Modul je nadřazený všem ostatním a používá jejich data k výpočtu mikroklimatu a tepelné zátěže kabiny automobilu.
- **Thermal Comfort** je přídatný modul, který obsahuje výpočet tepelného komfortu dle modelu PMV-PPD. Hodnoty spočítané tímto modelem jsou pouze orientační, neboť tento model není vhodný pro aplikaci v kabině automobilu.

Za účelem vytvoření rychlého výpočetního nástroje pro predikci tepelné zátěže kabiny a vnitřního prostředí během reálných provozních podmínek, byl zvolen 0D přístup modelování přenosu kombinovaný s parametrizovanou 3D geometrií. Model řeší tepelnou výměnu kabiny s vnějším okolím, prostup tepla a přestup tepla uvnitř kabiny pomocí bilančních rovnic tepelné rovnováhy. Pro řešení přenosu tepla radiací (jak krátkovlnnou, tak dlouhovlnnou) model využívá parametrizovanou 3D geometrii, která je definována pomocí délek a úhlů charakterizující exteriér kabiny, interiér kabiny nebyl plně parametrizován. Díky 3D geometrii lze např. uvažovat vliv orientace vozu vůči slunci na tepelnou bilanci kabiny.

Model byl validován na základě převzatých měření v klimatické komoře a vlastních měření ve skutečném provozu. Měření v klimatické komoře poskytla spolupracující firma, pro vlastní měření ve skutečném provozu byl použit vůz Škoda Felicia Combi.

5.1 Vlastnosti kabiny automobilu

5.1.1 Geometrie kabiny



Obr. 5.2 – Parametrický model geometrie kabiny automobilu: nalevo parametry definující rozměry kabiny, napravo jednotlivé povrchy kabiny.

Skutečná geometrie kabiny je zjednodušena pomocí parametrické geometrie viz obr. 5.2. Geometrie exteriéru kabiny je definována pomocí 7 parametrů: α – sklon čelního skla, β – sklon zadního skla, γ – sklon bočního skla, A – délka, B – šířka, C – výška výplně dveří a D – výška prosklené části. Parametrizovaná geometrie umožňuje simulaci přenosu tepla radiací, rovněž je možné přibližně určit objem vzduchu v kabině a povrchy jednotlivých částí kabiny. Geometrie exteriéru kabiny je rozdělena do deseti částí: 1 – čelní sklo, 2 – zadní

sklo, 3 – levé boční sklo, 4 – pravé boční sklo, 5 – přední přepážka, 6 – zadní dveře, 7 – levé boční dveře, 8 – pravé boční dveře, 9 – strop, 10 – podlaha (včetně předních sedadel).

Vnitřním povrchům je přiřazeno vybavení interiéru, které je dáno hmotností a měrnou tepelnou kapacitou. Např. k přední přepážce je přiřazena přístrojová deska, k zadním dveřím přísluší zadní sedadlo včetně plata zakrývajícího zavazadlový prostor, podlaze přísluší přední sedadla. Pro odhad povrchu interiéru je nutné definovat ještě výšku a délku palubní desky, šířku sedadel, výšku zadního sedadla a délku kufru. Díky těmto parametrům jsou upraveny teplosměnné plochy interiéru a exteriéru. Objem vzduchu v kabině je definován jako objemu základní parametrizované geometrie bez objemu sedadel, palubní desky a kufru.

5.1.2 Materiálové vlastnosti

Materiálové vlastnosti jsou definovány pro jednotlivé části kabiny včetně interiéru. Pro simulace provedené na vozech VW Polo a VW Golf byla použita data poskytnutá spolupracující firmou. V případě Škody Felicia byla geometrie změřena a materiálové složení pouze odhadnuto. Pro každou část kabiny jsou uvažovány následující materiálové vlastnosti: hmotnost, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost a tloušťka (tj. tepelný odpor), emisivita, transmisivita, absorptivita krátkovlnného záření a emisivita, absorptivita dlouhovlnného záření. Poslední dvě jmenované vlastnosti lze dle 2. Kirchhoffova zákona předpokládat, že si jsou rovny. Pro části kabiny, které jsou složeny z více materiálů, byly předem vypočteny hodnoty parametrů reprezentující celou část (např. celkový tepelný odpor, celková měrná tepelná kapacita apod.). Veškeré hodnoty jsou uloženy v souboru Materials.txt a pro daný typ auta musí být tento soubor definován zvlášť.

5.2 Okrajové podmínky

V následujících podkapitolách budou postupně popsány okrajové podmínky vstupující do modelu tepelné zátěže kabiny, které definují provozní podmínky konkrétního vozu.

GPS data (jízdní data)

- časový údaj – rok, měsíc, den, hodina, minuta, zimní/letní čas, časové pásmo
- rychlost a směr jízdy (azimut) vozu
- souřadnice polohy automobilu na Zemi – zeměpisná šířka, délka a nadmořská výška

Okolní prostředí (meteorologická data)

- teplota okolního prostředí – teplota vzduchu a radiační teplota okolního prostředí a oblohy
- vlhkost vzduchu
- intenzita slunečního záření – měřeno jako globální záření na vodorovnou plochu

Ventilace (včetně úpravy vzduchu)

- množství (objemový průtok) přiváděného vzduchu vyústkami do prostoru kabiny, jeho teplota a měrná vlhkost (lze dopočítat entalpii přiváděného vzduchu)

Člověk (produkce tepla a vlhkosti)

- počet osob v kabině automobilu a jimi produkované množství tepla a vlhkosti
- pro odhad tepelného komfortu navíc i tepelný odpor jejich oděvu

5.2.1 GPS data

Rozmach GNSS (Global Navigation Satellite System) v posledních letech souvisí s uvolněním původně vojenských satelitů pro civilní účely: americký systém Navstar GPS, a ruský systém GLONASS. V současné době se navíc pracuje na spuštění dalších družicových navigačních systémů: evropský Galileo a čínský Compass. Všechny systémy pracují na obdobném principu: družice nepřetržitě vysílají s velmi velkou přesností data o své aktuální poloze a také odhad polohy ostatních družic. GPS modul přijímá signály z dostupných (viditelných) družic a na základě znalosti jejich polohy a doby od vyslání po přijetí signálu je schopen určit aktuální zeměpisnou polohu. Pro její jednoznačné určení (zeměpisná šířka, délka a nadmořská výška) je potřeba minimálně čtyř družic, více signálů z družic už jen zpřesňuje výpočet zeměpisné polohy. Dalšími méně přesnými způsoby určení polohy je systém GSM, tj. globální systém pro mobilní komunikaci, využívající systém základnových stanic, které mimo jiné umožňují přenos internetu (3G síť, EDGE, apod.). V poslední době se navigační systémy využívající mobilních sítí či družicových systémů stávají běžnou součástí výbavy automobilů.

Navigační systém poskytují informace o jízdě: časový údaj, okamžitá rychlost, zeměpisná poloha a azimut kabiny. Všechny okrajové podmínky, které jsou uvažovány v modelu, musí být časově synchronizované s GPS daty dle data a času (rok, měsíc, den, hodina, minuta, sekunda) v univerzální podobě, tj. jsou brány v potaz rovněž časová pásma či letní/zimní čas. Rychlost vozu je podstatná pro popis přenosu tepla konvekci mezi kabinou a okolím. Azimut, zeměpisná poloha a časový údaj kabiny jsou důležité pro výpočet dopadajícího slunečního záření na jednotlivé části kabiny. Na základě zeměpisné polohy lze rovněž vyhledat nejbližší meteorologickou stanici a použít její meteorologická data, která nemusí být dostupná z vlastních měření okolního prostředí pomocí snímačů zabudovaných v kabině automobilu (např. množství srážek, vlhkost vzduchu, intenzita slunečního záření, radiační teplota okolního prostředí, apod.).

5.2.2 Okolní prostředí

Teplota okolního prostředí

Teplota okolního vzduchu je jeden z nejdůležitějších meteorologických parametrů. Je důležitá zejména pro návrh klimatizační jednotky, neboť teplota nasávaného vzduchu z okolí má podstatný vliv na energetickou náročnost klimatizování.

Střední radiační teplota okolí má vliv na tepelnou výměnu dlouhodobou radiací. Její určení během skutečných provozních podmínek není vůbec jednoduché a často bývá určena pouze odhadem. Závisí na mnoha faktorech, např. teplotě oblohy, která je závislá na oblačnosti, znečištění atmosféry a množství vodních par ve vzduchu (tzv. Linkeho zákal), teplotě okolní krajiny, stínění, atd.

V modelu tepelné zátěže kabiny je uvažován zjednodušující předpoklad, že teplota okolního vzduchu je rovna střední radiační teplotě okolí. Ve skutečnosti rozložení radiační teploty je značně nehomogenní, teplota oblohy může být v případě jasné oblohy až o 20 °C nižší než teplota vzduchu, naopak povrchové teploty okolního terénu bývají obvykle o něco vyšší, v důsledku absorbovaného slunečního záření.

Vlhkost okolního prostředí

Vlhkost okolního prostředí byla uvažována pouze ve formě relativní vlhkosti okolního vzduchu. Vliv dešťových srážek, kondenzace vodních par z mlhy či odpařování z vlhkých povrchů byl zanedbán. Relativní vlhkost vzduchu nasávaného zvenčí do větracího systému automobilu je upravována na požadovanou hodnotu v klimatizační jednotce. V případě vozu Škody Felicia Combi, který nebyl vybaven klimatizační jednotkou, bylo předpokládáno zachování měrné vlhkosti na sání a ve výústkách přivádějící vzduch do kabiny.

Intenzita slunečního záření

Vstupem do modelu je intenzita globálního slunečního záření na vodorovnou plochu. Množství dopadajícího slunečního záření na povrch Země je dána polohou Slunce na obloze, stíněním od okolního terénu a strukturami v atmosféře jako je oblačnost (struktura mraků – hloubka oblačnosti, pokrytí oblohy), aerosoly (prachové částice apod.) a plyny (obsah vodních par, ozónu či CO₂ atd). Poloha Slunce na obloze je v modelu tepelné zátěže kabiny počítána dle algoritmu dostupného na internetových stránkách PVEducation.org (Honsberg a Bowden, 2010), který je primárně určen pro návrh fotovoltaických panelů. Hlavní části algoritmu jsou popsány v 1. části Výpočet polohy Slunce na obloze. Vliv atmosféry na tlumení dopadajícího slunečního záření je spočten dle (Cihelka, 1994) a (Meteonorm, 2003), viz 2. část Výpočet intenzity slunečního záření.

1. Výpočet polohy Slunce na obloze

Pohyb Slunce na obloze je dán vzájemným pohybem planety Země vůči Slunci a také místem pozorování na Zemi. Jeden oběh Země kolem Slunce odpovídá jednomu tropickému roku, který má přibližně 365,2422 dní (kvůli tomu, aby rok mohl mít soudělný počet dní, byly zavedeny přestupné roky). Během pohybu Země po oběžné dráze se mění tzv. deklinační úhel δ , který svírají sluneční paprsky s rovinou zemského rovníku. Příčinou je nakloněná osa rotace Země, která si udržuje téměř konstantní sklon během celého oběhu (vliv precese lze v následujících úvahách zanedbat). Deklinace se tedy během roku mění dle následující rovnice. Změna deklinace je hlavní příčinou vzniku ročních období.

$$\delta = \arcsin(\sin 23,45^\circ \cdot \sin B) \quad (5.1)$$

Jedno otočení Země kolem své osy odpovídá jednomu střednímu slunečnímu dni, který trvá 24 hodin. Na rozdíl od toho jeden pravý sluneční den je definován časovým úsekem mezi dvěma kulminacemi pravého Slunce (Slunce je v ten okamžik nejvýše nad obzorem). Délka slunečního dne se v průběhu roku mění, protože pravý sluneční čas *LST* „Local Solar Time“ (měří se slunečními hodinami) plyne v průběhu roku nerovnoměrně. Příčinou je sklon osy rotace Země a elipticita oběžné dráhy Země, z které dle Keplerových zákonů vyplývá, že Země při oběhu v perihéliu zrychluje (leden) a v aféliu zpomaluje (červenec). Proto byl zaveden střední sluneční čas, který plyne rovnoměrně (měří se mechanickými či digitálními hodinami). Odlišná definice středního a pravého slunečního dne vede během roku k odchylce pravého slunečního času od středního slunečního času, která je vyjádřena časovou rovnicí *EoT* „Equation of Time“ viz rovnice (5.2). Velikost časové odchylky závisí na pořadí dne v roce *D* a k maximální odchylce dochází přibližně 3. listopadu (16,55 min)

a 12. Února (14,1 min). Naopak 15. Dubna, 13. Června, 1. Září a 25. Prosince je časová odchylka téměř nulová.

$$EoT = 9,87 \cdot \sin 2B - 7,53 \cdot \cos B - 1,5 \cdot \sin B \quad [\text{min}], \quad \text{kde } B = \frac{360}{365}(D - 81)^\circ \quad (5.2)$$

Koncem 19. stol byly zavedeny místní časy, rozdělené do 24 časových pásem, dále v textu označené jako *TZ* „Time zone“, tj. každému časovému pásmu odpovídá $15^\circ (=360^\circ/24)$ zeměpisné délky. Časové zóny vyjadřují časový posun místního času *LT* „Local Time“ vůči Grenwickskému střednímu času GMT „Greenwich Mean Time“. Zimní čas GMT odpovídá koordinovanému světovému času UTC+0 „Coordinated Universal Time“, kde 0 vyjadřuje časový posun (Grenwickský poledník je nultý, tj. $TZ = 0$). V některých zemích je navíc od poslední neděle v březnu do poslední neděle v říjnu zaveden tzv. letní čas UTC+TZ+1, kdy se přidává 1 h oproti běžnému zimnímu času. Střední sluneční čas lze ztotožnit s místním časem a pro vyjádření pravého slunečního času je potřeba provést korekci dle následující rovnice.

$$LST = LT + \frac{Lo}{15} + \frac{EoT}{60} \quad [\text{h}] \quad (5.3)$$

kde *Lo* je zeměpisná délka. Ze vztahu vyplývá, že pravý sluneční čas závisí na časové rovnici, zeměpisné poloze a časovém pásmu.

Hodinový úhel „Hour Angle“ je jinou formou vyjádření pravého slunečního času a je definován jako $HRA = 15 \cdot (LST - 12)^\circ$. Hodinový úhel vyjadřuje myšlený, nikoliv skutečný, rovnoměrný úhlový pohyb Slunce konstantní rychlostí $15^\circ/\text{h}$ po obloze. Při východu Slunce je hodinový úhel definován jako záporný a při západu jako kladný. Okamžik, kdy z místa pozorovatele je Slunce nejvýše nad obzorem, se nazývá sluneční poledne. Při slunečním poledni je pravý sluneční čas $LST = 12$, což odpovídá nulovému hodinovému úhlu.

Na základě znalosti deklinace, hodinového úhlu a zeměpisné šířky lze určit polohu Slunce na obloze z libovolného místa pozorovatele na Zemi pomocí slunečního azimutu a elevace, která vyjadřuje úhlovou výškou Slunce nad obzorem.

$$Azimut = 360^\circ \cdot X - \arccos \left(\frac{\sin \delta \cdot \cos La - \cos \delta \cdot \sin La \cdot \cos HRA}{\cos \alpha} \right) \quad (5.4)$$

$$\text{kde } X = \begin{cases} 0 & \text{pro } HRA < 0 \\ 1 & \text{pro } HRA > 0 \end{cases} \quad \text{a} \quad \alpha = \begin{cases} 90 - La + \delta & \text{pro severní polokouli} \\ 90 + La - \delta & \text{pro jižní polokouli} \end{cases}$$

$$Elevace = \arcsin(\sin \delta \cdot \sin La + \cos \delta \cdot \cos La \cdot \cos HRA) \quad (5.5)$$

Vzhledem k předešlým zmíněným skutečnostem je pro jednoznačné určení času a tím i polohy Slunce na obloze, vhodné zavést obecný čas nezávislý na časovém pásmu, letním čase, přestupných rocích apod. Z tohoto důvodu se používá nejen v astronomii tzv. Juliánské datum, které vyjadřuje čas formou reálného čísla. Jeho následující definice je platná pro všechny roky našeho letopočtu.

$$JD = 367 \cdot Y - \left\lfloor 7 \cdot \left(Y + \left\lfloor \frac{(M+9)}{12} \right\rfloor \right) / 4 \right\rfloor - \left\lfloor \left(3 \cdot \left\lfloor \frac{(Y+(M-9)/7)}{100} \right\rfloor + 1 \right) / 4 \right\rfloor + \left\lfloor 275 \cdot M / 9 \right\rfloor + D + 1721028,5 + (h + TZ + (m + s/60)/60)/24, \quad (5.6)$$

kde *Y*, *M*, *D*, *h*, *m*, *s* jsou rok, měsíc, den, hodina, minuta, sekunda a *TZ* je časové pásmo.

Závorky $\lfloor \rfloor$ označují funkci Dolní celá část, která převede reálné číslo na nejbližší nižší celé číslo. Z důvodu přesného určení polohy Slunce na obloze jsou tedy v modelu tepelné zátěže kabiny všechny časové údaje přepočítávány na Juliánské datum. Společně se zeměpisnou polohou jednoznačně definují sluneční azimut a elevaci, které jsou důležité při výpočtu dopadající intenzity slunečního záření na daný povrch.

2. Výpočet intenzity slunečního záření

K vnějším vrstvám atmosféry Země se dostane pouze malá část záření emitovaného Sluncem, jeho množství je dáno tzv. sluneční konstantou. Průměrná hodnota sluneční konstanty $\dot{q}_{sr,0}$ se udává 1367,13 W/m², ale její hodnota není po celý rok stejná. Je to dáno různou vzdáleností Slunce od Země během pohybu po eliptické oběžné dráze.

$$\dot{q}_{sr,0} = 1367,13 \cdot \left(1 + 0,0334 \cdot \cos \left(\frac{360}{365,25} \cdot D - 2,7206 \right) \right), \quad (5.7)$$

kde D je pořadí dne v roce. Z hodnoty sluneční konstanty pouze část záření projde skrz atmosféru ve formě globálního záření, zbytek se odrazí zpět do vesmíru. Globální sluneční záření se skládá ze tří základních složek $\dot{q}_{sr} = \dot{q}_{sr,dir} + \dot{q}_{sr,dif} + \dot{q}_{sr,ref}$. Přímé sluneční záření $\dot{q}_{sr,dir}$, difusní záření $\dot{q}_{sr,dif}$ způsobené rozptylem slunečních paprsků při průchodu atmosférou a nakonec odražené přímé sluneční záření $\dot{q}_{sr,ref}$, u kterého je uvažován rovněž difusní charakter. Hodnota přímého slunečního záření vyjadřuje sluneční záření dopadající na vodorovnou plochu (tj. střechu kabiny automobilu). Pro ostatní povrchy kabiny je přímé dopadající sluneční záření určeno jako průmět směru slunečních paprsků do jejich normál. Pro výpočet jednotlivých složek slunečního záření byl použit přístup dle (Cihelka, 1994) a (Meteonorm, 2003), který je určen pro bezoblačnou oblohu. Tedy vliv oblačnosti na distribuci přímé a difusní složky záření byl v modelu kabiny zanedbán.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{sr,dir} &= \dot{q}_{sr,0} \cdot \exp(-0,8662 \cdot AM \cdot R_d \cdot TL), \\ \dot{q}_{sr,dif} &= 0,33 \cdot (\dot{q}_{sr,0} - \dot{q}_{sr,dir}) \cdot \sin Elevace, \\ \dot{q}_{sr,ref} &= Albedo \cdot (\dot{q}_{sr,dir} \cdot \sin Elevace + \dot{q}_{sr,dif}), \end{aligned} \quad (5.8)$$

kde AM je optická atmosférická hmota (Air Mass), R_d je Rayleighova optická tloušťka atmosféry. Obě veličiny jsou počítány podle vzorců odvozených v (Kasten a Young, 1989). $TL = 2$ až 7 je hodnota Linkeho zákalu vyjadřující znečištění vzduchu atmosféry prachovými částicemi (aerosoly). $Elevace$ je výška Slunce nad obzorem v radiánech a $Albedo$ je reflexivita okolní krajiny (pro trávu je 0,2).

V ČR bývá intenzita slunečního záření na vodorovnou plochu během letního období při jasné obloze okolo 800 až 1000 W/m². Při úplně zatažené obloze prostupuje na Zemský povrch pouze difúzní záření o velikosti zhruba 50 až 100 W/m². V případě polojasné oblohy záleží na struktuře mraků, obsahu vodních par, aerosolů a dalších plynů ve vzduchu. Mraky odrážejí, tlumí a rozptylují přímé sluneční záření. Obvykle při větší oblačnosti narůstá podíl difúzního záření oproti přímému. Ovšem přesná predikce podílu přímého a difúzního záření při oblačné obloze je nemožná, vždy se jedná pouze o odhad. V některých případech může oblačnost dokonce zesílit intenzitu slunečního záření oproti běžným hodnotám. O problematice měření intenzity slunečního záření pojednává např. diplomová práce (Milěř, 2007).

5.2.3 Ventilace

Větrací systém distribuuje čerstvý vzduch nasávaný zvenčí, případně upravený (ohřátý, ochlazený) vzduch, z klimatizační jednotky do kabiny. Ventilace je charakterizována teplotou, měrnou vlhkostí a množstvím vzduchu daného hmotnostním tokem $\dot{m}$, které definují entalpii přiváděného vzduchu. Přiváděný vzduch se následně smísí se vzduchem uvnitř kabiny a dochází tak k předávání entalpie z klimatizační jednotky do prostoru kabiny. V modelu není uvažována distribuce vzduchu do jednotlivých částí kabiny, neboť je uvažován pouze jeden objem vzduchu v kabině. Množství přiváděného vzduchu vyjádřené objemovým tokem $\dot{V}$ dle stavové rovnice

$$\dot{V} = \dot{m}r(T + 273,15)/p, \quad (5.9)$$

kde $p=101,3$ kPa je tlak v kabině, $r=(287,04 + x \cdot 462)/(1 + x)$ je plynová konstanta směsi vzduchu a vodní páry, která je dána měrnou vlhkostí x [kg_{sv}/kg] jejich plynovými konstantami: vzduch 287,04 Jkg⁻¹K⁻¹, vodní pára 462 Jkg⁻¹K⁻¹. Podobně pro určení měrné tepelné kapacity vzduchu a vodní páry za konstantního tlaku, platí vztah $c_p = (c_{p,air} + x \cdot c_{p,steam})/(1 + x)$, kde měrná tepelná kapacita vzduchu za konstantního tlaku je $c_{p,air} = 1000$ Jkg⁻¹K⁻¹ a vodní páry $c_{p,steam} = 1860$ Jkg⁻¹K⁻¹. Entalpie směsi vzduchu a vodní páry je spočtena dle vztahu

$$i = c_p T + \frac{(c_{p,steam} \cdot T + \lambda_{H_2O}) \cdot x}{1 + x}, \quad (5.10)$$

kde $\lambda_{H_2O} = 2256000$ J/kg je měrné skupenské teplo vypařování. Přiváděný objemový tok je následně využit pro odhad rychlosti vzduchu okolo jednotlivých částí interiéru. Výpočet konvekce a přenosu tepla konvekcí uvnitř vozu je nejobtížnějším úkolem modelování, a pro detailnější a přesnější popis konvekce by bylo zapotřebí využít CFD simulace, čímž by ovšem vzrostl výpočtový čas modelu.

5.2.4 Člověk

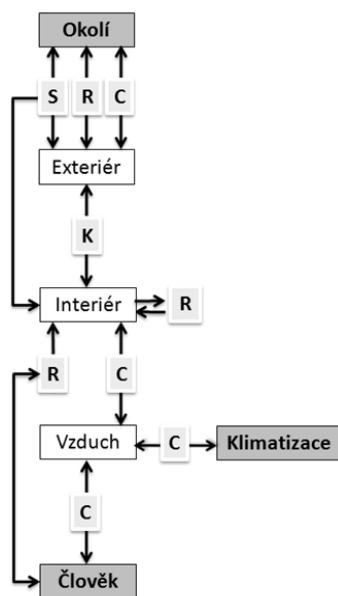
Pro určení tepelných toků člověka do okolí lze v Modelu tepelné zátěže kabiny využít model PMV. Vstupem je pak počet osob v kabině automobilu, jejich tepelný odpor oděvu a metabolická produkce tepla, výstupem jsou tepelné toky do okolí. Nevýhodou tohoto přístupu je, že model je navržen pouze pro mírná prostředí, není tedy navržen pro tak široké rozmezí parametrů prostředí, které se v kabině mohou objevit. Proto je v prezentovaných simulacích uvažován pouze počet osob a jejich produkce tepla a vlhkosti. Ve scénáři chlazení kabiny VW Polo jsou sice prezentovány výsledky tepelného komfortu dle modelu PMV-PPD, ale model nebyl použit pro výpočet tepelných ztrát člověka. Produkce tepla jedné osoby je uvažována konstantní 100 W a podíl tepelných ztrát je rozdělen v poměru 70 W pro radiaci, vedení a 30 W pro konvekci, dýchání a vypařování. V modelu je použit předpoklad, že každý člověk ztratí 1 kg vody za den. Předpoklad vychází z rovnice $\dot{m}_{H,H_2O} = \dot{Q}_{H,e} / \lambda_{H_2O}$, kde $\dot{Q}_{H,e}$ je typická hodnota tepelné ztráty vypařováním jak z pokožky, tak dýcháním. Podle předešlého vzorce odpovídá ztráta 1 kg za den tepelné ztrátě 26 W. Dle Fangerova modelu PMV-PPD

zejména rovnic (3.9), dochází k takové tepelné ztrátě vypařováním v neutrálním prostředí o relativní vlhkosti 47 % (u neoděného člověka a prostředí o teplotě 30 °C), což patří mezi doporučené a typické hodnoty v kabině automobilu.

5.3 Model přenosu tepla

5.3.1 Bilanční rovnice

Model kabiny se skládá ze soustavy bilančních rovnic popisující zákony zachování energie a hmoty a tepelné rovnováhy ve výpočetních uzlech. V modelu se vyskytují tři typy uzlů: Exteriér (index E v následujících rovnicích), Interiér (index I) a tzv. Air zone neboli zóna s konstantním objemem vzduchu (index A), které jsou propojeny s okrajovými podmínkami. V modelu jsou tři typy okrajových podmínek: Okolní prostředí (bez indexu), Klimatizace a ventilace (V) a Člověk (H). Přenos tepla je tedy řešen zvláště pro vnější a vnitřní povrchy. Exteriér se skládá z deseti individuálních povrchů a každému z nich přísluší rovněž povrch interiéru. Uvnitř kabiny je uvažován pouze jeden objem vzduchu, v kterém je uvažováno dokonalé mísení vzduchu popsané zákonem zachování hmoty. Dohromady tedy model čítá 22 bilančních rovnic: Tepelná rovnováha 10x Exteriér, 10x Interiér a 1x Air zone + 1x zákon zachování hmoty.



Obr. 5.3 – Schéma přenosu tepla v kabině automobilu.

R – radiace, S – sluneční záření,
C – konvekce, K – vedení

Na obr. 5.3 je znázorněno schéma přenosu tepla modelu kabiny automobilu. Tepelná výměna mezi kabinou automobilu a okolním prostředím je dána jednotlivými přenosovými mechanismy a rozdíly mezi parametry vnitřního a vnějšího prostředí. Na vnějším povrchu kabiny probíhá tepelná výměna mezi kabinou a okolním prostředím konvekcí, krátkovlnnou a dlouhovlnnou radiací. Část krátkovlnné radiace je transmitována prosklenými částmi do kabiny automobilu a následně absorbována povrchy interiéru, jako jsou např. palubní deska, sedadla, čalounění dveří a střechy atd. Nezanedbatelný podíl na tepelné zátěži kabiny má prostup tepla vedením skrz povrchy kabiny. Uvnitř kabiny probíhá tepelná výměna radiací a konvekcí mezi jednotlivými povrchy interiéru kabiny a člověka. Přenos tepla konvekcí zprostředkovává proudění vzduchu v kabině, které může být přirozené či nucené. Přirozená konvekce je způsobena vztakovými silami, které vynášejí lehčí teplý vzduch vzhůru. Nucená konvekce je způsobena spuštěnou ventilací, kdy přichází vyústkami do kabiny čerstvý či klimatizační jednotkou upravený vzduch.

Nucená konvekce způsobená přiváděním vzduchem vyústkami je nejběžnějším způsobem pro regulaci teploty vzduchu v kabině. Model uvažuje přenos tepla konvekcí a vedením jako jednorozměrný s akumulací tepla uvnitř výpočetních uzlů interiéru, exteriéru a objemu vzduchu. Ale pro výpočet radiace (tj. dopadající slunečního záření a tepelné záření povrchů) model využívá 3D parametrizované geometrie a tím zohledňuje vliv vzájemné polohy povrchů vozu vůči slunci a vůči sobě.

Relativní vlhkost vzduchu v kabině je určena z rovnice mísení přívodního vzduchu se vzduchem v kabině, vycházející ze zákona zachování energie (v tomto případě zachování entalpie vzduchu). Výsledkem modelu je tedy predikce mikroklimatu v kabině, tj. teploty a relativní vlhkosti vzduchu, dále pak povrchové teploty jednotlivých částí exteriéru a interiéru a jednotlivé tepelné toky mezi výpočetními uzly, a tím i celkovou tepelnou zátěž kabiny. Na základě znalosti oděvu lze pak odhadnout i tepelný pocit dle modelu PMV-PPD.

Tepelná rovnováha exteriéru kabiny

$$c_E m_E \frac{dT_E}{dt} = \dot{Q}_{r,E} + \dot{Q}_{c,E} + \dot{Q}_{sr,E} + \dot{Q}_{d,E}, \quad (5.11)$$

kde c [J/kgK] je měrná tepelná kapacita, m [kg] je hmotnost, t [s] je čas, T je teplota a $\dot{Q}$ označuje tepelné toky mezi okolím a exteriérem kabiny: $\dot{Q}_{r,E}$ dlouhovlnná radiace, $\dot{Q}_{c,E}$ konvekce, $\dot{Q}_{sr,E} = \alpha \dot{Q}_{sr}$ absorbované sluneční záření a $\dot{Q}_{d,E}$ vedení skrz stěny kabiny.

$$\dot{Q}_{E,r} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot [(T_{amb} + 273.15)^4 - (T_E + 273.15)^4] \cdot A_E, \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{E,c} = h_{c,E} \cdot (T_{amb} - T_E) \cdot A_E, \quad (5.13)$$

$$\dot{Q}_{E,d} = k \cdot \frac{(T_i - T_E)}{\delta} \cdot A_E, \quad (5.14)$$

kde ε je emisivita povrchu jednotlivé části exteriéru kabiny, A_E jeho plocha a T_E jeho teplota. T_i je teplota interiéru téže části kabiny. T_{amb} je teplota okolního prostředí (vzduchu i střední radiační teplota). σ je Stefan-Boltzmannova konstanta, k je součinitel tepelné vodivosti mezi exteriérem a interiérem, a δ je tloušťka jednotlivé části kabiny. $h_{c,E}$ je součinitel přestupu tepla konvekci mezi vnějším povrchem kabiny a okolním prostředím. Pro jeho výpočet jsou použity zjednodušené vztahy popisující konvekci převzaté z (P+Z, 2011a). Pro výpočet přirozené konvekce je použit vztah $h_{c,E} = A_1 + B_1 \cdot |T - T_0|^{C_1}$ a pro výpočet nucené konvekce platí vztah $h_{c,E} = A_x + B_x \cdot v^{C_x}$. V případě, že auto stojí nebo jede velice pomalu, nabývá na významu rozdíl teplot mezi povrchem a proudícím okolním vzduchem, naopak při vyšších rychlostech tento vliv klesá. Pokud je rychlost proudění okolního vzduchu (předpokládá se, že je rovna rychlosti vozu v) menší než 5 m/s, pak jsou v předešlé rovnici použity koeficienty s indexem $x = 2$, v opačném případě s indexem $x = 3$, viz tab. A.1 v příloze. Výsledný součinitel přestupu tepla konvekci je dán převládajícím typem konvekce, tj. při výpočtu součinitele se vypočítají oba typy konvekce, ale v úvahu se vezme pouze ta větší hodnota.

Tepelná rovnováha interiéru kabiny

$$c_I m_I \frac{dT_I}{dt} = \dot{Q}_{c,I} + \dot{Q}_{r,I} + \dot{Q}_{sr,I} - \dot{Q}_{d,E} + \dot{Q}_{r,H}, \quad (5.15)$$

kde $\dot{Q}_{c,I}$ [W] je tepelný tok konvekci mezi objemem vzduchu a povrchy interiéru, $\dot{Q}_{sr,I} = \mu \dot{Q}_{sr}$ je transmitované sluneční záření, které se následně absorbuje do povrchů interiéru, $\dot{Q}_{r,H} = n \cdot 70/10$ je tepelný tok produkovaný n lidmi uvnitř kabiny (1 člověk přenáší radiaci

i vedením 70 W, které se dle předpokladu rozdělí rovnoměrně na deset částí interiéru). Přenos tepla konvekcí uvnitř kabiny je dán vztahem:

$$\dot{Q}_{c,I} = h_{c,I} \cdot (T_A - T_I) \cdot A_I, \quad (5.16)$$

$h_{c,I}$ je součinitel přestupu tepla konvekcí mezi vzduchem o teplotě T_A a vnitřním povrchem kabiny o teplotě T_I , jehož plocha je A_I . Přenos tepla radiací z dané části interiéru (i) na ostatní části je dáno vztahem $\dot{Q}_{r,I}^{(i)} = \sum_j \dot{Q}_{r,I}^{(i \rightarrow j)}$, tj. jako součet přeneseného tepla radiací mezi danou částí (i) a jednotlivými ostatními částmi (j). Pro jednu část je přenos tepla radiací vyjádřen rovnicí:

$$\dot{Q}_{r,I}^{(i \rightarrow j)} = \varepsilon^{(i)} \varepsilon^{(j)} \sigma \cdot [(T_I^{(j)} + 273,15)^4 - (T_I^{(i)} + 273,15)^4] \cdot F_{i \rightarrow j} A_I^{(i)}, \quad (5.17)$$

kde $F_{i \rightarrow j}$ je úhlový faktor mezi daným povrchem (i) a okolním povrchem (j). Výpočet úhlových faktorů byl proveden v CFD programu Star-CCM+, který mimo jiné obsahuje řešič na výpočet úhlových faktorů. Jelikož tento program je komerční a jeho licence je velmi drahá, byl v rámci bakalářské práce (Bílek, 2012) vytvořen v Matlabu algoritmus pro výpočet úhlových faktorů, který umožňuje provést tentýž výpočet, a to bezplatně. Přenos tepla radiací je v těchto algoritmech simulován metodou (surface-to-surface). Model je prezentovaný jako parametrický, ovšem vypočtené úhlové faktory jsou brány jako konstantní (tj. nemění se s parametrizací) a byly spočteny pro typickou kabinu osobního vozu.

Tepelná rovnováha člověka

Pro vyjádření tepelné rovnováhy člověka v mírném neutrálním a homogenním prostředí lze použít rovnici z modelu PMV-PPD, viz podkapitola 3.5.1. Vzhledem k tomu, že prostředí kabiny se může během provozních podmínek značně lišit od rozmezí hodnot použitelnosti modelu, je vhodnější použít pokročilejších fyziologických modelů. Ovšem v tomto modelu tepelné zátěže kabiny automobilu je předpokládáno, že teplo produkované člověkem je beze zbytku odváděno do okolí. Metabolismus každého člověka sedícího v kabině produkuje přibližně tepelný výkon $\dot{Q}_m = 100$ W. Model předpokládá, že 70 ze 100 W je přenášeno radiací $\dot{Q}_{r,H}$ na povrchy interiéru a zbývajících 30 W konvekcí $\dot{Q}_{c,H}$ do objemu vzduchu, $\dot{Q}_m = 100 = \dot{Q}_{r,H} + \dot{Q}_{c,H} = 70 + 30$ W.

Tepelná rovnováha v objemu vzduchu kabiny

$$m_A c_A \frac{dT_A}{dt} = \dot{Q}_{c,V} + \dot{Q}_{c,H} - \dot{Q}_{c,I}, \quad (5.18)$$

Tepelná rovnováha v objemu vzduchu je ovlivněna konvekcí mezi vzduchem a interiérem $\dot{Q}_{c,I}$ a člověkem $\dot{Q}_{c,H}$ a ventilací, tj. mísením přiváděného vzduchu výstřiky v prostoru kabiny,

$$\dot{Q}_{c,V} = (i_V - i_A) \frac{dm_V}{dt} - m_A \frac{di_A dx_A}{dx_A dt} \quad (5.19)$$

kde x_A [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost vzduchu v kabině, což je hmotnost vodních par vztažená na hmotnost suchého vzduchu. $(i_V - i_A) dm_V / dt$ [J/kg] je změna entalpie vzduchu v kabině ventilací, tj. rozdíl mezi vstupující a vystupující entalpií do kabiny. Fyzikální význam členu

spočívá v tom $m_A \frac{dh_A}{dx_A} \frac{dx_A}{dt}$, že směs vzduchu a vodní páry může akumulovat teplo nejen změnou teploty dT_A/dt , ale také změnou měrné vlhkosti dx_A/dt . $\dot{Q}_{c,H} = n \cdot 30$ je tepelný tok produkovaný n lidmi uvnitř kabiny (1 člověk ztrácí konvekci, ale i vypařováním a dýcháním 30 W). Výpočet měrné entalpie i a měrné tepelné kapacity za konstantního tlaku c_A je uveden v podkapitole 5.2.3.

Rovnice (5.18) bez posledních dvou členů je vlastně definice entalpie pro směs vzduchu a vodní páry, kde $di_A/dT_A = c_A$ a $di_A/dx_A = (\lambda_{H_2O} + c_{p,air} - c_{p,steam})/(1 + x_A)^2$

$$m_A \frac{di_A}{dt} = m_A \frac{di_A}{dT_A} \frac{dT_A}{dt} + m_A \frac{di_A}{dx_A} \frac{dx_A}{dt} = (i_V - i_A) \frac{dm_V}{dt} \quad (5.20)$$

Zachování měrné vlhkosti vzduchu

Přiváděný vzduch výstřky se dokonale mísí s objemem vzduchu v kabině a pro vlhkost vzduchu v kabině platí zákon zachování hmoty:

$$m_A \frac{dx_A}{dt} = (1 + x_A) \left(\frac{x_V - x_A}{1 + x_V} \right) \frac{dm_A}{dt} + \dot{m}_{H,H_2O} \quad (5.21)$$

kde x_V [kg/kg_{sv}] je měrná vlhkost vzduchu přiváděného do kabiny. $\dot{m}_{H,H_2O}$ je množství vody, které odhází z člověka vypařováním jak z pokožky tak i dýcháním, podkapitola 5.2.4.

Lidský organismus je citlivý zejména na relativní vlhkost vzduchu, která je definována jako poměr hmotnosti skutečného obsahu vodních par k hmotnosti vodních par nasyceného vzduchu, což odpovídá poměru parciálního tlaku vodních par p_a a parciálního tlaku sytých vodních par p_a'' .

$$\varphi_A = \frac{p_a}{p_a''} = \frac{p_{atm}}{p_a'' \cdot (1 + 0,622/x_A)} \quad (5.22)$$

kde p_{atm} [Pa] je tlak vzduchu v kabině (uvažován jako atmosférický tlak 101,325 kPa) a p_a'' je parciální tlak syté vodní páry ve vzduchu. Parciální tlak syté vodní páry je závislý na teplotě vzduchu, viz empirická rovnice (5.23), která je platná pro teploty vzduchu $T_a = -80$ °C až 100 °C. V modelu kabiny je tento vztah využit pro určení stavu nasycení vlhkého vzduchu při teplotě přiváděného vzduchu T_V a vzduchu v kabině T_A .

$$p_a'' = 10^5 \exp \left(11,848 - \frac{3916,43}{230,99 + T_a} \right) \quad (5.23)$$

5.3.2 Výsledné mikroklima a tepelná zátěž kabiny

Teplota vzduchu v kabině a jeho relativní vlhkost jsou základní parametry mikroklimatu v kabině automobilu. Společně s povrchovými teplotami povrchů interiéru a exteriéru, lze určit výslednou pasivní tepelnou zátěž kabiny automobilu. Pasivní tepelná zátěž kabiny je dána součtem tepelných toků vedených skrz stěny kabiny $\dot{Q}_{d,E}$, transmitovaných slunečním zářením $\dot{Q}_{sr,I}$ a produkovaným lidským tělem $\dot{Q}_H$. Pro ustanovení tepelné rovnováhy v kabině automobilu je nutné, aby pasivní tepelná zátěž kabiny byla rovna tepelnému toku přicházejícímu se vzduchem z klimatizační jednotky, neboli $\dot{Q}_{d,E} + \dot{Q}_{sr,I} + \dot{Q}_H + \dot{Q}_V = 0$. Pokud

má pasivní tepelná zátěž kabiny kladné znaménko $\dot{Q}_{d,E} + \dot{Q}_{sr,l} + \dot{Q}_H > 0$, znamená to, že kabina přijímá teplo z okolí a je nutné ji ochlazovat $\dot{Q}_V < 0$.

V pasivní tepelné zátěži není uvažován vliv spotřeby energie v klimatizační jednotce na ohřátí/ochlazení čerstvého vzduchu zvenčí na teplotu přiváděného vzduchu. Energie spotřebovaná na ochlazení/ohřátí nasávaného vzduchu zvenčí $\dot{Q}_{A/C} = c_p \cdot \dot{m}_A (T_V - T_{amb})$ musí být také započtena do celkové tepelné zátěže $\dot{Q}_{HL}$ kabiny.

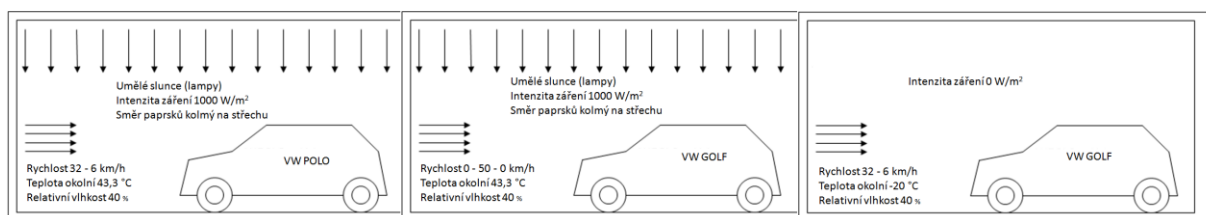
$$\dot{Q}_{A/C} = c_p \cdot \dot{m}_A (T_V - T_{amb}) \quad (5.24)$$

6 VALIDACE MODELU TEPELNÉ ZÁTĚŽE KABINY

Následující kapitola se věnuje kalibraci a validaci Modelu tepelné zátěže kabiny, které byly provedeny jednak na základě převzatých měření v klimatické komoře, ale také pomocí vlastních měření v reálném provozu. Model byl kalibrován dle dat z klimatické komory obdržených od spolupracující firmy pro vozy VW Polo a Golf. Při vlastních měřeních byla použita Škoda Felicia Combi.

6.1 Měření v klimatické komoře

V klimatické komoře byly měřeny scénáře vytápění a chlazení kabiny automobilu v extrémních klimatických podmínkách. Na obr. 6.1 jsou stručně specifikovány všechny důležité okrajové podmínky, které byly v klimatické komoře během jednotlivých experimentů. Jednalo se o dva scénáře chlazení rozehráté kabiny VW Polo a VW Golf v extrémně horkém prostředí o teplotě 43,3 °C. Klimatická komora byla navíc na stropě vybavena umělým sluncem, které během těchto dvou experimentů zahřívalo kabinu vozu zářením o intenzitě 1000 W/m². Třetí scénář byl určený na testování vytápění vozu VW Golf v extrémně chladném prostředí o teplotě -20 °C.



Obr. 6.1 – Přehled scénářů naměřených v klimatické komoře: (zleva) chlazení kabiny VW Polo (podkapitola 6.1.1), chlazení kabiny VW Golf (podkapitola 6.1.2) a vytápění kabiny VW Golf (podkapitola 6.1.3)

6.1.1 Volkswagen Polo – chlazení kabiny

Testovaný vůz VW Polo stříbrné barvy byl umístěn do extrémně horkého prostředí v klimatické komoře a byl na něm mimo jiné proveden test klimatizační jednotky. Jedním z výsledků testu byla odpověď na otázku, zda je klimatizační jednotka správně dimenzovaná a je schopna vychladit vzduch v kabině automobilu na komfortní úroveň a za jak dlouho. Uvnitř kabiny byly umístěny měřicí sondy v úrovni hlavy a nohou na místě řidiče, spolujezdce a dvou osob sedících na zadním sedadle. Z naměřených teplot vzduchu byla spočtena střední teplota vzduchu v kabině automobilu, která slouží k porovnávání s predikovanou teplotou Modelem tepelné zátěže kabiny. Materiálové vlastnosti kabiny kabiny vozu VW Polo byly převzaty z (ThermoAnalytics, 2008) a geometrické parametry byly určeny z podrobného CAD modelu:

- $\alpha = 45^\circ$, $\beta = 50^\circ$, $\gamma = 67^\circ$, $A = 2,5$ m, $B = 1,43$ m, $C = 0,75$ m, $D = 0,5$ m

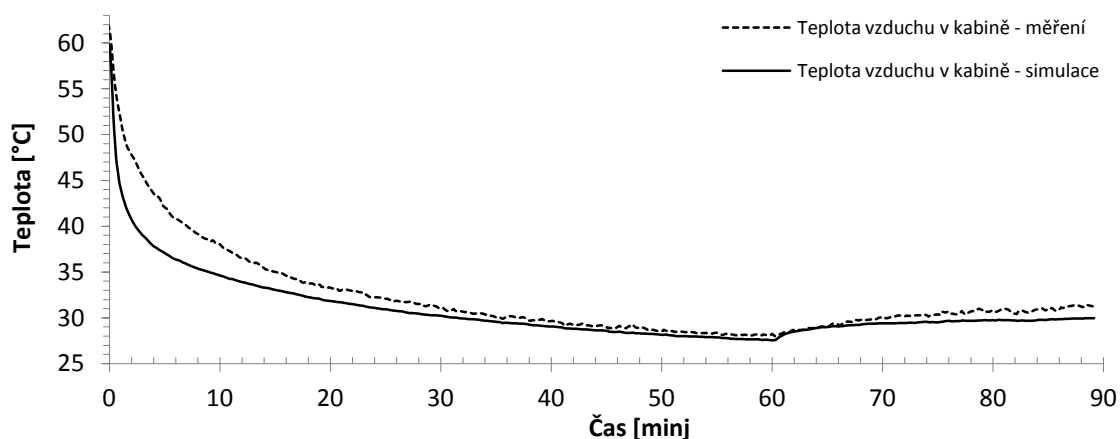
Kromě parametrů geometrie exteriéru byly uvažovány i některé rozměry interiéru: délka kufru 0,6 m, délka sedací plochy 0,44 m, výška zadní sedací plochy 0,28 m, tloušťka sedadel 0,16 m, délka palubní desky 0,415 a její výška 0,365 m. Poměr prosklení bočních skel byl uvažován 50 %. Na základě těchto parametrů byly definovány veškeré uvažované plochy

kabiny a také objem vzduchu v kabině. Celkový objem parametrizované geometrie vozu VW Polo činí 4 m³. Pro určení objemu vzduchu v kabině je nutné od parametrizované geometrie odečíst objem kufru a vybavení interiéru zejména palubní desky, předních a zadních sedadel, což souhrnně čítá 1,37 m³. Pro neobsazenou kabinu vozu VW Polo je tedy objem vzduchu v kabině roven přibližně $V_A = 2,63 \text{ m}^3$. Pokud je v kabině přítomná nějaká osoba, tak je uvažováno, že jeden člověk zaujímá objem $V_H = m_H / \rho_H = 72/1010 = 0,0713 \text{ m}^3$.

V klimatické komoře byla udržována teplota okolí (vzduchu a stěn) 43,3 °C. Lampy umístěné na stropě komory tvořily tzv. umělé slunce, které svítilo kolmo na střechu automobilu a generovalo krátkovlnnou radiaci o intenzitě 1000 W/m². Auto simulovalo hodinovou jízdu 32 km/h a následně půlhodinovou jízdu na volnoběh 6 km/h. Proudění vzduchu okolo vozu zajišťoval ventilátor, který je součástí klimatické komory. V kabině byla spuštěna po celou dobu testu klimatizace a ventilace, která přiváděla do kabiny 0,107 kg/s vzduchu, viz okrajové podmínky v tab. 6.1.

Tab. 6.1 – Okrajové podmínky – chlazení kabiny VW Polo

Fáze	Od [min]	Do [min]	Rychlost [km/h]	Intenzita slunečního záření [W/m ²]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	Množství přiváděného vzduchu [kg/s]	a jeho měrná vlhkost [kg/kg _{sv}]	Počet osob
stabilizační	-60	0	0	1000	43,3	0	–	0
jízda	0	60	32	1000	43,3	0,107	0,008	1
volnoběh	60	90	6					

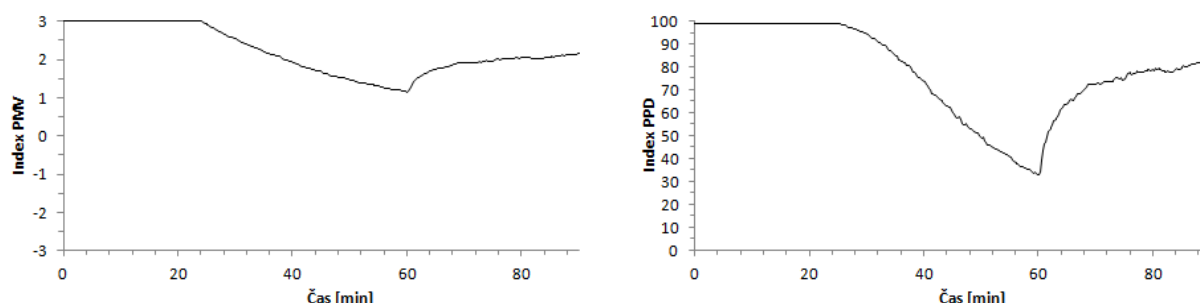


Obr. 6.2 – Porovnání výsledky simulace a měření střední teploty vzduchu v kabině auta

Počáteční střední teplota vzduchu v kabině v čase $t = 0 \text{ min}$ byla 62,8 °C, následně do automobilu nastoupil člověk, nastartoval motor a spustil klimatizační jednotku. Do kabiny začal přicházet ventilací studený vzduchu, jehož teplota se ustálila zhruba na 11,5 °C, při následné jízdě na volnoběh pak postupně stoupla na 15,5 °C. Měrná vlhkost přiváděného vzduchu byla na počátku 8 g/kg_{sv}. Střední teplota vzduchu v kabině se po hodině jízdy ustálila na hodnotě 28,1 °C a při následné jízdě na volnoběh pak postupně stoupla na 31,3 °C.

Na obr. 6.2 je uvedeno porovnání měření a simulace průběhu střední teploty vzduchu v kabině. Lze vidět, že model predikuje výslednou teplotu relativně přesně, ovšem dle modelu je průběh klesající teploty v kabině více ovlivněn přiváděným vzduchem než ve skutečnosti. To se týká pouze zhruba prvních 20 minut, kdy nastává největší pokles teploty v kabině. Jedním z důvodů je, že proces směšování je v modelu simulován jako okamžitý proces, tj. veškerý přiváděný vzduch se rovnoměrně promíchá v každém okamžiku. Ve

skutečnosti proces rovnoměrného rozložení teploty vzduchu v kabině nějaký čas trvá. Dle Modelu tepelné zátěže byla kabina po dosažení minimální teploty vzduchu 27,6 °C vystavena celkové tepelné zátěži $\dot{Q}_{HL} = 3270 \text{ W}$. Z toho 1572 W přísluší pasivní tepelné zátěži, která nezapočítává výkon $\dot{Q}_{A/C}$ potřebný na ochlazení nasávaného vzduchu zvenčí na teplotu vzduchu v kabině.



Obr. 6.3 – Výsledky simulace tepelného komfortu dle indexu PMV a PPD

Kromě tepelné zátěže kabiny byl rovněž odhadnut tepelný komfort dle indexů PMV a PPD viz obr. 6.3. Byl uvažován sedící člověk (1 met) oblečený do letního oděvu (0,6 clo). V takto extrémních podmínkách trvá přibližně 24 minut, než se podstatněji začne měnit statické vnímání tepelného pocitu. Po hodinovém intenzivním chlazení, je $PMV = 1,15$, $PPD = 33,8 \%$ a stále není dosaženo komfortní hladiny ($-1 > PMV < 1$ a $PPD < 20 \%$), i přes již celkem příznivou teplotu vzduchu uvnitř 27,6 °C. Diskomfort způsobuje vysoká střední radiační teplota 42 °C, ale také vysoká rychlost přiváděného vzduchu odhadem 1,7 m/s. Po hodině auto zpomalilo a motor už běžel pouze na volnoběh, čímž poklesl výkon klimatizační jednotky a vzrostla teplota přiváděného vzduchu. Vyšší teplota v kabině způsobila opětovné zhoršení tepelného pocitu $PMV = 2,15$ a komfortu vyjádřeného vyšším procentem nespokojených $PPD = 83 \%$.

Výsledky modelu PMV-PPD (statický, jednosegmentový model) slouží jako ilustrativní příklad toho, co se děje s parametry prostředí (nikoliv skutečným komfortem), neboť model neuvažuje vliv slunečního záření na komfort, nezohledňuje lokální ani dynamické aspekty komfortu. Statické modely vyžadují ustálené okrajové podmínky pro to, aby se predikce přiblížila realitě. Jednosegmentové modely nejsou schopny zachytit stavy, kdy se tělo cítí komfortně i přes rozdílné tepelné pocity jednotlivých částí. Pokud bychom použili vícesegmentový model dynamického vnímání tepelného komfortu, došlo by k zlepšení tepelného komfortu podstatně dříve a také více dynamicky, což lépe odpovídá skutečnosti, jak člověk vnímá komfort. Z tohoto případu jde názorně vidět, proč statické modely komfortu, které jsou vhodné pro prostředí budov, jsou nevhodné pro aplikaci v prostředích kabin automobilů. Tudíž jejich výsledky je nutné brát s rezervou.

6.1.2 Volkswagen Golf – chlazení kabiny

Testovaný vůz VW Golf tmavě modré barvy byl umístěn do extrémně horkého prostředí v klimatické komoře a byl na něm opět mimo jiné proveden test klimatizační jednotky. Uvnitř kabiny byly umístěny teplotní sondy na jednotlivých místech v kabině ve třech výškových úrovních: hlava, trup a nohy. Materiálové vlastnosti kabiny vozu byly

převzaty od spolupracující firmy a geometrické parametry byly určeny z podrobného CAD modelu:

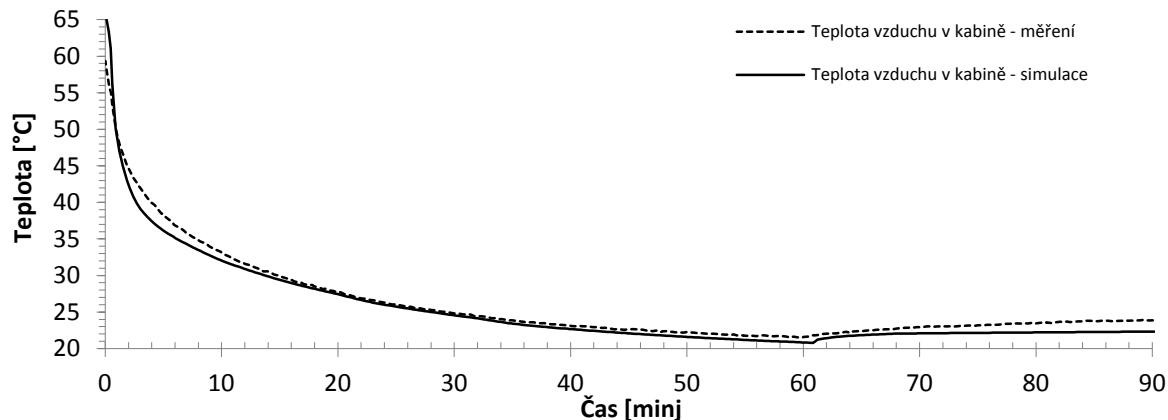
- $\alpha = 28,9^\circ$, $\beta = 50,7^\circ$, $\gamma = 71,6^\circ$, $A = 2,86$ m, $B = 1,4$ m, $C = 0,76$ m, $D = 0,42$ m

Kromě parametrů geometrie exteriéru byly uvažovány i některé rozměry interiéru: délka kufru 0,67 m, délka sedací plochy 0,4 m, výška zadní sedací plochy 0,32 m, tloušťka sedadel 0,16 m, délka palubní desky 0,415 a její výška 0,365 m. Poměr prosklení bočních skel byl uvažován 48,5 %. Pro neobsazenou kabinu vozu VW Golf je objem vzduchu v kabině přibližně $V_A = 2,82$ m³, neboť objem parametrizované geometrie je 4,2 m³ a objem vybavení interiéru (palubní deska, přední a zadní sedadla) a kufru je 1,38 m³.

V klimatické komoře byla udržována teplota okolí (vzduchu a stěn) 43,3 °C a umělé slunce zářilo kolmo na střechu automobilu o intenzitě 1000 W/m². Auto simulovalo hodinovou jízdu 32 km/h a následně na půl hodiny úplně zastavilo. V kabině byla po celou dobu testu puštěna klimatizace a ventilace, která přiváděla 0,15 kg/s vzduchu. Definice okrajových podmínek je uvedena v tab. 6.2.

Tab. 6.2 – Okrajové podmínky – chlazení kabiny VW Golf

Fáze	Od [min]	Do [min]	Rychlost [km/h]	Intenzita slunečního záření [W/m ²]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	Objemový tok přiváděného vzduchu [m ³ /s]	a jeho relativní vlhkost	Počet osob
stabilizační	-60	0	0	1000	43,3	0	0	0
jízda	0	64	32	1000	43,3	0,15	0,008	1
volnoběh	64	94	0					



Obr. 6.4 – Střední teplota v kabině VW Golf během chlazení kabiny v horkém prostředí

Počáteční střední teplota vzduchu v kabině v čase $t = 0$ min byla 59,4 °C, následně do automobilu nastoupil člověk, nastartoval motor a spustil klimatizační jednotku. Do kabiny začal přicházet ventilací studený vzduchu, jehož teplota se po jedné hodině ustálila zhruba na 4,5 °C. Během půlhodinové jízdy na volnoběh pak postupně teplota přiváděného vzduchu stoupla na 7,2 °C. Měrná vlhkost přiváděného vzduchu byla na počátku 8 g/kg_{sv}. Střední teplota vzduchu v kabině se po hodině jízdy ustálila na hodnotě 21,5 °C a během jízdy na volnoběh postupně stoupla na 23,9 °C. Na obr. 6.4 je uvedeno porovnání měření a simulace průběhu střední teploty vzduchu v kabině. Rozdíl mezi predikcí a měřením činí v počáteční fázi ochlazování cca prvních 10 minut až 10 °C, v další fázi chlazení rozdíl mezi predikcí a měřením činí méně než 1 °C do času $t = 90$ min a 2 °C při následné jízdě na volnoběh. Dle

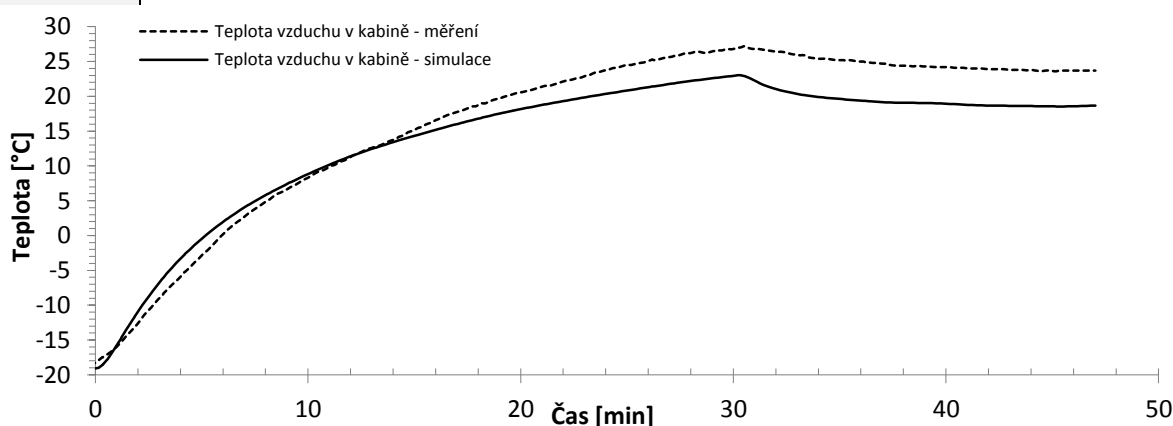
Modelu tepelné zátěže byla kabina po dosažení minimální teploty vzduchu 20,8 °C vystavena celkové tepelné zátěži $\dot{Q}_{HL} = 5564 \text{ W}$, z toho 2180 W přísluší pasivní tepelné zátěži (bez uvažování výkonu $\dot{Q}_{A/C}$ na úpravu nasávaného vzduchu zvenčí).

6.1.3 Volkswagen Golf – vytápění kabiny

Na stejném voze VW Golf jako v předešlém scénáři, byl proveden test klimatizační jednotky v extrémně studených podmínkách klimatické komory. V klimatické komoře, která nebyla vybavena umělým sluncem, byla udržována teplota okolí (vzduchu a stěn) -20 °C. Auto simulovalo půlhodinovou jízdu 50 km/h a následně na půl hodiny úplně zastavilo. V kabině bylo po celou dobu testu puštěno vytápění a množství přiváděného teplého vzduchu bylo 0,077 kg/s, viz okrajové podmínky v tab. 6.3.

Tab. 6.3 – Okrajové podmínky – vytápění kabiny VW Golf

Fáze	Od [min]	Do [min]	Rychlost [km/h]	Intenzita slunečního záření [W/m ²]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	Objemový tok přiváděného vzduchu [m ³ /s]	a jeho relativní vlhkost	Počet osob
stabilizační	-60	0	0	0	-20	0	–	0
jízda	6	36	50	0	-20	0,077	0,008	1
volnoběh	36	51	0	0	-20	0,077	0,008	1



Obr. 6.5 – Střední teplota v kabině VW Golf během vytápění kabiny ve studeném prostředí

Počáteční střední teplota vzduchu v kabině v čase $t = 0 \text{ min}$ byla -18,3 °C, následně do automobilu nastoupil člověk, nastartoval motor a spustil vytápění. Do kabiny začal přicházet teplý vzduch ohřátý od motoru, jehož teplota se ustálila zhruba na 57 °C, při následné jízdě na volnoběh pak postupně klesla na teplotu 38,2 °C. Měrná vlhkost přiváděného vzduchu nebyla přesně definována, a proto byla brána stejná jako v předešlých scénářích. Střední teplota vzduchu v kabině se po 30 minutách testu ustálila na hodnotě 27,2 °C a při následném zastavení pak postupně klesla na 23,7 °C. Na obr. 6.5 je uvedeno porovnání měření a simulace průběhu střední teploty vzduchu v kabině. Lze vidět, že proces vytápění kabiny model nepredikuje příliš přesně, zejména co se týče posledních 30 minut. Rozdíl mezi predikovanou a naměřenou teplotou vzduchu uvnitř kabiny činí až 5 °C. Vzhledem k nedostatku dalších dat nebylo možné identifikovat přímo možné příčiny nepřesnosti modelu. Dle Modelu tepelné zátěže byla kabina po maximální teploty vzduchu 23,1 °C

vystavena celkové tepelné zátěži $\dot{Q}_{HL} = -4811 \text{ W}$, z toho -1427 W přísluší pasivní tepelné zátěži (bez uvažování $\dot{Q}_{A/C}$).

6.2 Měření v reálném provozu – návrh měření

Předešlé výsledky měření byly převzaty v rámci společné spolupráce s hospodářským partnerem. Během tvorby simulací a analýzy jejich výsledků se ukázalo, že poskytnutá data nebyla plně dostačující pro kalibraci Modelu tepelné zátěže kabiny. Hlavním nedostatkem se ukázala neznalost povrchových teplot kabiny. Navíc pro lepší pochopení dějů, které se odehrávají v kabině automobilu při různých provozních podmínkách, je vhodné použít naměřená data ze skutečného provozu.

Z těchto důvodů byl vytvořen návrh vlastního měření pro získání okrajových podmínek a dat pro kalibraci a validaci modelu v reálných provozních podmínkách. Pro měření byl využit osobní vůz Škoda Felicia Combi tmavě modré barvy, na němž byla nainstalována měřicí technika. Pomocí ní byly zaznamenávány okrajové podmínky – poloha vozu (GPS data pro určení orientace vozu, rychlost vozu, nadmořská výška), teplota venkovního vzduchu a parametry vzduchu přiváděného do kabiny. Pro validační účely byly sledovány a měřeny vybrané parametry vnitřního prostředí kabiny automobilu, např. teplota a relativní vlhkost vzduchu v kabině, střední radiační teplota a některé povrchové teploty.

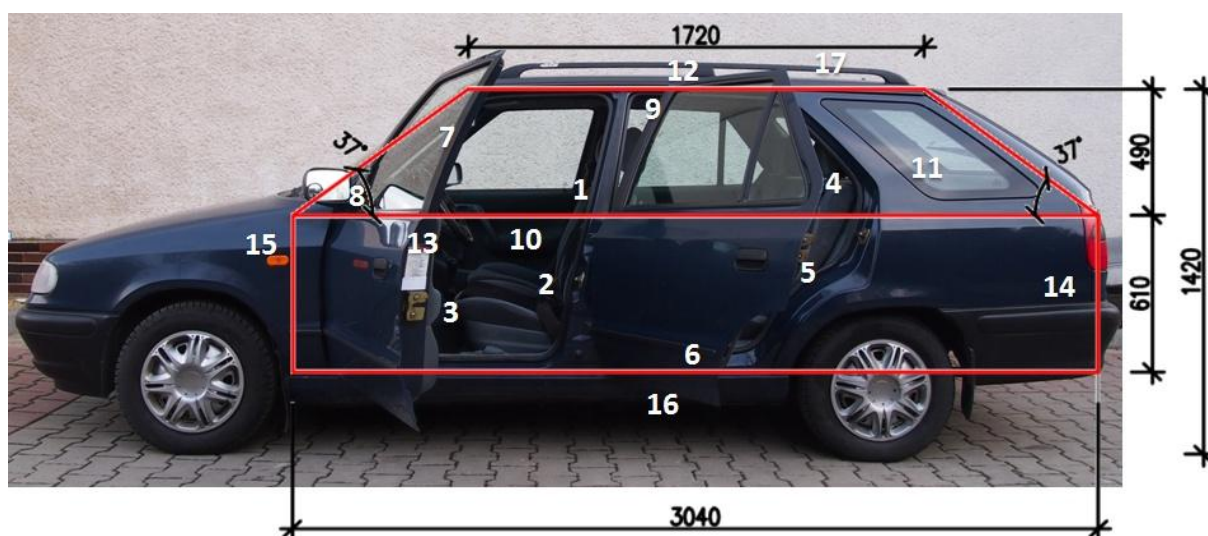
Byla provedena sada vlastních měření pro různé provozní podmínky tak, aby pokryla většinu typických provozních situací: parkování a jízda během letního, podzimního a zimního období. Jízdní okruh zahrnoval městský provoz, jízdu mimo město a jízdu po dálnici. Celkem byly naměřeny čtyři scénáře parkování během letního období (v práci jsou prezentovány pouze dva) a tři jízdní scénáře během podzimu a zimy. Letní scénáře byly provedeny ve dnech 12–16.9.2011 na parkovišti v areálu Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně. Typický parkovací scénář trval zhruba 24 hodin s jednohodinovou přestávkou na uložení dat a kontrolu nastavení měřicí techniky. Podzimní a zimní jízdní testy byly provedeny v okolí Brna, na cestě z Brna do Vyškova a zpět ve dnech 13. a 20. 10. 2011 a 26. 1. 2012. Jízdy trvaly v průměru dvě hodiny okolo poledne zhruba od 11:00 do 13:00. Vlastní sestavení měřicí techniky měl na starosti Ing. Fišer, PhD a pod jeho vedením byla provedena všechna měření v kabině vozu Škody Felicia. Na zpracování dat z měření se podílel Bc. Podola.

6.2.1 Škoda Felicia – rozměry kabiny a rozmístění měřících čidel

Jako testovací vůz byla zvolena Škoda Felicia Combi s tmavě modrým lakem, která je znázorněna na obr. 6.6 společně s charakteristickými rozměry. Základní parametry geometrie (úhly a rozměry) kabiny byly definovány na základě měření následovně: sklon čelního skla $\alpha = 37^\circ$, sklon zadního skla $\beta = 37^\circ$, sklon bočních skel $\gamma = 66^\circ$, délka kabiny $A = 3,04 \text{ m}$, šířka kabiny $B = 1,46 \text{ m}$, výška dveří $C = 0,61 \text{ m}$, výška oken $D = 0,49 \text{ m}$.

- $\alpha = 37^\circ$, $\beta = 37^\circ$, $\gamma = 66^\circ$, $A = 3,04 \text{ m}$, $B = 1,46 \text{ m}$, $C = 0,61 \text{ m}$, $D = 0,49 \text{ m}$

Čelní a zadní sklo bylo předpokládáno 100% prosklené a poměr prosklení bočních skel byl uvažován 65 % (tj. 35 % plochy oken tvoří sloupky dveří). Kromě parametrů geometrie exteriéru byly uvažovány i některé rozměry interiéru: délka kufru 0,675 m, délka sedací plochy 0,4 m, výška zadní sedací plochy 0,32 m, tloušťka sedadel 0,16 m, délka palubní desky 0,415 a její výška 0,365 m. Na základě těchto parametrů byly definovány veškeré uvažované plochy kabiny a také objem vzduchu v kabině. Pro neobsazenou kabinu vozu Škoda Felicia Combi je objem vzduchu v kabině přibližně $V_A = 2,63 \text{ m}^3$, neboť objem parametrizované geometrie je $3,84 \text{ m}^3$ a objem vybavení interiéru (palubní deska, přední a zadní sedadlo) a kufru je $1,21 \text{ m}^3$. Nižší objem vzduchu v kabině oproti VW Polo či VW Golf je dán jednak nižší výškou vozu, ale také větším kufrem.



Obr. 6.6 – Testovací vůz Škoda Felicia s parametrizovanou geometrií (červená) a charakteristickými rozměry kabiny (černé kóty-hodnoty v mm). Bílá čísla 1-17 znázorňují umístění měřících sond, jejich popis je v tab. 6.4.

Tab. 6.4 – Umístění měřících sond a měřené veličiny: C – Testo s kombinovanými sondami, G – kulový teploměr, P – odporový teploměr PT100, T – termočlánek, V – fotovoltaický (PV) panel. Pro měření rychlosti auta, azimutu a polohy byl navíc využit GPS modul.

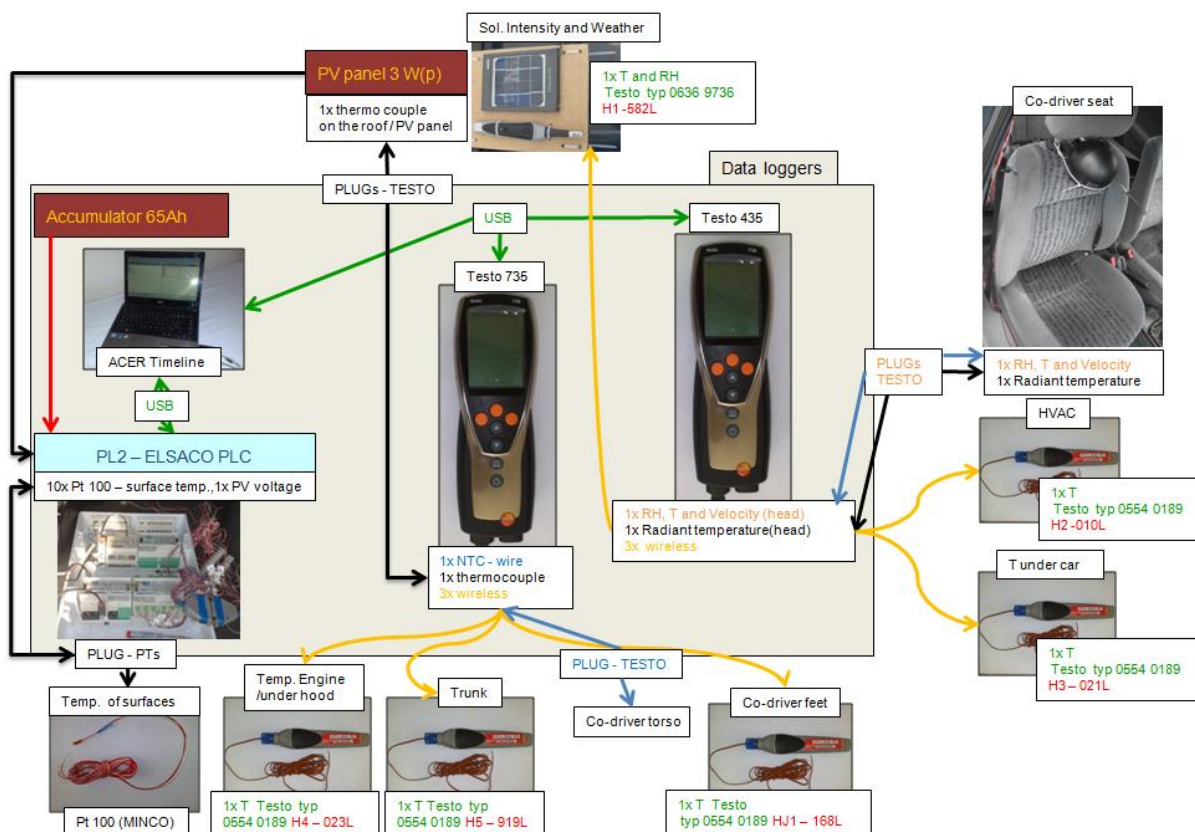
Měřené veličiny	Sedadlo spolujezdce			Sedadlo vlevo vzadu			Povrchy exteriéru a interiéru						Okrajové podmínky				
	Hlava	Trup	Nohy	Hlava	Trup	Nohy	Čelní sklo	Palubní deska	Střeška	Pravé dveře	Pravé sklo	Střeška ext.	Vyústky	V kufru	Pod kapotou	Podvozek	Střešní panel
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Teplota vzduchu	C	C	T	P	P	P	-	-	-	-	-	-	T	T	T	T	C
Povrchová teplota	-	P	-	-	-	-	P	P	P	P	P	T	-	-	-	-	T
Rychlost vzduchu	C	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C	-	-	-	-
Relativní vlhkost	C	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	C
Teplota kulového teploměru	G	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Intenzita slunečního záření	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	V

Dále jsou na obr. 6.6 znázorněny a očíslovány (bíle) umístění použitých měřících sond a v tab. 6.4 jsou uvedeny typy těchto sond společně s popisy měřených veličin. Tabulka obsahuje dva typy dat: validační data body 1-12 a okrajové podmínky body 13-17. Jelikož model kabiny uvažuje v současné podobě pouze jeden objem vzduchu, byla pro účely

porovnání výsledků vypočtena střední hodnota teploty vzduchu v kabině. Ta byla vypočtena jako aritmetický průměr šesti naměřených teplot vzduchu na místě spolujezdce (body 1-3) a na místě vlevo vzadu (body 4-6).

6.2.2 Použitá měřící technika

Pro měření byla použita následující měřící technika: datové ústředny Elsaco - PLC, Testo 435 a Testo 735, notebook Acer, fotovoltaický panel, kulový teploměr, sada termočlánku a odporových teploměrů, GPS modul, bezdrátové rukojeti a kombinované sondy od firmy Testo (jedno-, dvoj- a trojkombinované) a akumulátor. Propojení měřících senzorů s datovými jednotkami Testo, Elsaco-PLC a notebookem Acer je uvedeno v následujícím schématu viz obr 6.7.



Obr. 6.7 Schéma zapojení měřící techniky

Poloha vozu a jeho rychlost byla zaznamenávána mobilním telefonem Nokia 6220 s vestavěným GPS modulem pomocí programu Nokia Sporttracker. GPS modul poskytoval informace o aktuální poloze automobilu a jeho rychlosti každých 0,25 s. K měření intenzity globální slunečního záření na vodorovnou plochu sloužil kalibrovaný Fotovoltaický (PV) panel umístěný na střeše (viz bod 17 na obr. 6.6). PV panel byl kalibrován na základě změřeného výkonu a znalosti typické intenzity slunečního záření pro bezoblačnou oblohu v daném období pro Brno dle (Cihelka, 1994). Pro kalibraci bylo vybráno měření ze dne 14. 9., poněvadž v ten den byla po celý den jasná obloha. Protože účinnost fotovoltaického jevu je závislá na teplotě, byla během kalibrace sledována také povrchová teplota PV panelu pomocí termočlánku.

Ostatní teploty byly měřeny buď kombinovanými sondami, termočlánky či odporovými teploměry PT-100. Pouze pro měření střední radiační teploty byl použit kulový teploměr, který se ovšem vyznačoval velkou setrvačností měření. Reakční doba kulového teploměru na změnu okolních podmínek byla velmi pomalá (až půl hodiny). Kombinované sondy kromě teploty vzduchu měřily i jeho relativní vlhkost a rychlost proudění vzduchu.

Všechny odporové teploměry PT-100 a PV panel byly napojeny na jednotku Elsaco-PLC pomocí drátků. Elsaco-PLC poskytovala data každých 5 s a jejich aktuální hodnoty bylo možné během měření sledovat on-line na Notebook Acer, pomocí řídicího software FRED.

Termočlánky a kombinované sondy byly propojeny s datovými jednotkami Testo 435 a 735, které zaznamenávaly měřená data každých 6 s. V případě termočlánků byly využity pro méně dostupná místa (kufr, prostor motoru a na střeše) tzv. bezdrátové rukojeti.

Po skončení bylo potřeba vyhodnotit a zpracovat data v Excelu tak, aby je bylo možno zadat do Modelu tepelné zátěže kabiny. Naměřená sada dat byla filtrována a časově synchronizována s periodou 30 s a převedena do souboru ve formátu .csv odděleného středníky. Poté byla data konkrétního scénáře uložena do vstupního souboru TimeTable.txt, který slouží jako rozhraní modelu pro načtení okrajových podmínek.

6.3 Měření v reálném provozu – porovnání výsledků měření a simulace

Vlastní měření provedená ve skutečném venkovním prostředí jsou dvojího druhu: parkování a jízda. Měření na zaparkovaném automobilu mělo význam zejména pro kalibraci modelu, neboť do modelu vstupuje menší množství parametrů a bylo možné snáze identifikovat případné nedostatky modelu. Při dlouhodobém stání (parkování) mezi nejdůležitější okrajové podmínky patří intenzita slunečního záření a teplota okolního prostředí a vzduchu. Při skutečné jízdě se přidávají další důležité okrajové podmínky: ventilace – teplota a množství přiváděného vzduchu, rychlost vozu a aktuální azimut jízdy. Jedná se tedy o podstatné navýšení vstupních hodnot, a tím i složitosti modelu.

V této podkapitole jsou prezentovány výsledky validace Modelu tepelné zátěže ve skutečných provozních podmínkách, která byla provedena na dvou scénářích parkování a třech jízdních scénářích. U každého scénáře jsou nejprve uvedeny nejdůležitější okrajové podmínky, výsledky měření teplot vzduchu a relativní vlhkosti a nakonec povrchové teploty kabiny (zejména interiéru). Výsledky měření slouží k vyhodnocení přesnosti predikce střední teploty vzduchu v kabině, jeho relativní vlhkosti a také povrchových teplot některých částí kabiny. Jako první budou prezentovány výsledky parkování (podkapitola 6.3.1) a poté výsledky jízd (podkapitola 6.3.2).

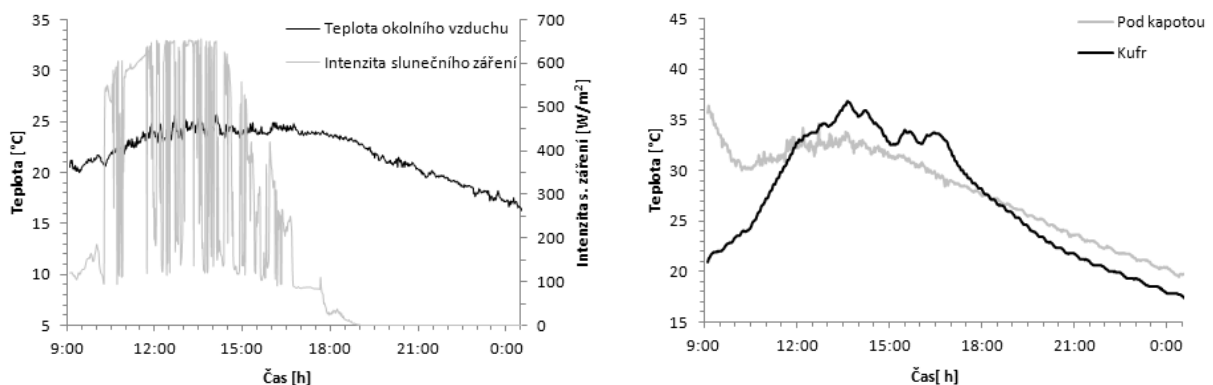
6.3.1 Škoda Felicia – Parkování

Poloha zaparkovaného auta byla: 49,2244° SŠ; 16,5761° VD; 294 m nadmořské výšky; auto bylo orientováno na severovýchod (azimut 67°). Po celou dobu měření byl motor vypnutý, ventilace nebyla spuštěna a nikdo nebyl uvnitř kabiny. Parkovací místo, na kterém probíhaly měření je obklopeno budovami univerzity. Auto bylo v jejich stínu ráno zhruba do 10:20 a opět odpoledne od 16:40. Dokud bylo auto ve stínu, dopadalo na něj pouze difuzní

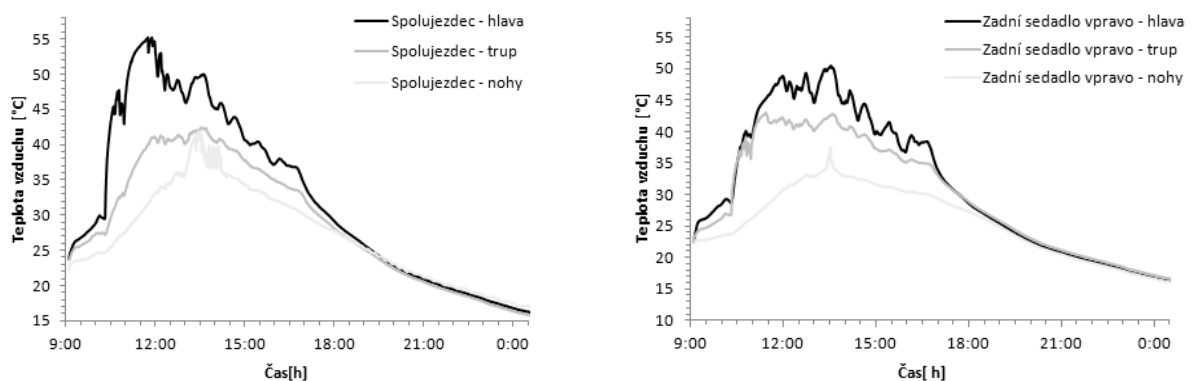
záření, což je důvod, proč profil intenzity slunečního záření na obr. 6.8 vlevo a 6.12 vlevo je z obou stran oříznutý. Když na auto začaly svítit přímé sluneční paprsky, došlo k okamžitému nárůstu intenzity slunečního záření. Na profilu intenzity slunečního záření lze také krásně vidět její pozvolný nárůst a maximum okolo 13:00, kdy Slunce bylo nejvýše nad obzorem a na auto dopadlo nejvíce sluneční energie.

Scénář 12. 9. 2011

Během 12. 9. bylo slunné letní počasí se slabým vánkem a téměř jasnou oblohou (20% pokrytí oblohy mraky). Maximální hodnota intenzity slunečního záření dosahovala 650 W/m^2 při jasné obloze a teplota okolního vzduchu se pohybovala od 16°C (ráno) do 25°C (odpoledne) viz obr. 6.8 vlevo. V časovém intervalu 10:00–16:00 lze pozorovat několik výrazných fluktuací intenzity slunečního záření způsobené oblačností, které mají podstatný vliv na teplotu vnějšího povrchu střechy. Vliv proměnlivého slunečního záření se rovněž projevuje drobnými výkyvy střední teploty vzduchu v kabině, viz obr. 6.10 vlevo. Na obr. 6.8 vpravo jsou ukázány výsledky měření teploty vzduchu pod kapotou a v kufru. Teplota v kufru je nižší (až o 10°C) oproti střední teplotě vzduchu v kabině, zejména díky hornímu platu, které nepropouštělo do kufru žádné sluneční záření.



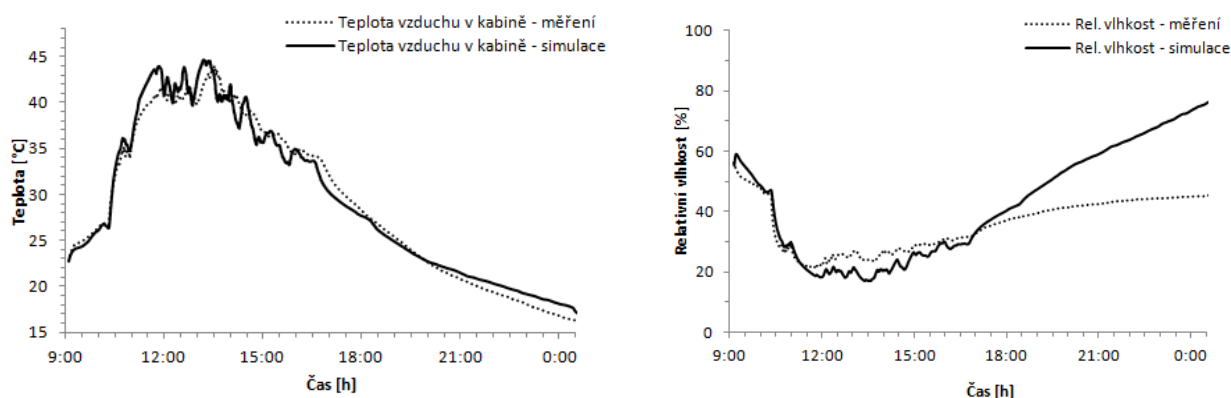
Obr. 6.8 – Teplota okolního vzduchu a intenzita slunečního záření (vlevo) a teploty pod kapotou a v kufru (vpravo) – scénář 12. 9. 2011



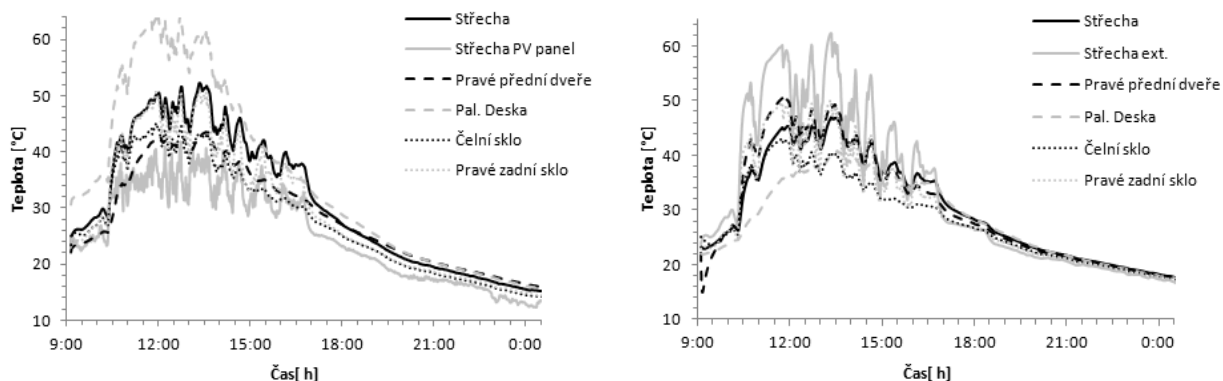
Obr. 6.9 – Profil teploty vzduchu na místě spolujezdce a zadním sedadle vpravo – scénář 12. 9. 2011

Střední teplota vzduchu v kabině byla určena jako aritmetický průměr šesti teplot na místě spolujezdce a zadním sedadle v oblasti hlavy, trupu a nohou, viz obr. 6.9. Na obr. 6.10 je porovnání predikované a měřené střední teploty vzduchu v kabině a jeho relativní vlhkosti. Predikce teploty vzduchu v kabině je velice dobrá a rozdíl mezi predikcí a měřením

je povětšinou do 2 °C. Pouze v době kolem poledne jsou rozdíly o něco větší, neboť ve chvíli, kdy intenzita slunečního záření je maximální, je patrná vyšší citlivost modelu na změnu intenzity slunečního záření (kabina se dle modelu o něco rychleji ohřívá a chladí než ve skutečnosti). Naopak v nočních hodinách vychází predikce o něco menší, a to kvůli předpokladu, že střední radiační teplota okolí se rovná teplotě okolního vzduchu. Na stejném obrázku vpravo je porovnání relativní vlhkosti. Relativní vlhkost v kabině klesá během dne až k 20-30 %, jak dle modelu, tak i skutečnosti. Ale během noci měřená relativní vlhkost v kabině stoupá pouze k 40 %, a to navzdory skutečnosti, že relativní vlhkost okolního prostředí stoupá během noci až k 80 % (přes den byla relativní vlhkost venkovního vzduchu 40 %). To znamená, že v kabině musí docházet k poněkud jinému procesu, pravděpodobně kondenzaci a následnému odvedení vlhkosti. V modelu není tento proces brán v úvahu, a tudíž relativní vlhkost v kabině dle modelu narůstá během noci také k 80 %, což je v důsledku značného poklesu teploty vzduchu v kabině. Při porovnání naměřených teplot na obr. 6.8 vlevo a 6.10 vlevo lze vidět, že teplota v kabině během noci klesne až na teplotu okolního vzduchu.



Obr. 6.10 – Porovnání výsledků měření a simulace střední teploty vzduchu a relativní vlhkosti v kabině – scénář



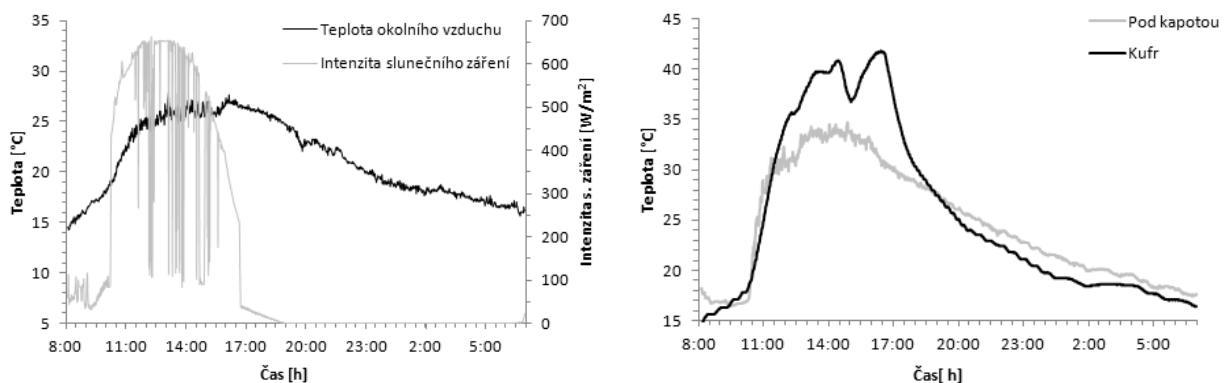
Obr. 6.11 – Porovnání povrchových teplot kabiny - měření (vlevo) a simulace (vpravo) – scénář 12. 9. 2011

Na obr. 6.11 je uvedeno porovnání výsledků povrchových teplot (vlevo měření, vpravo predikce). Z porovnání výsledků lze vidět, že predikce teplot skel si velice dobře odpovídá. O něco hůře pak ostatní části interiéru. V modelu vychází vysoká teplota exteriéru střechy až 60 °C, oproti 40 °C teploty povrchu fotovoltaického panelu. Pokud by byla měřena teplota přímo na střeše, pak by si simulace i měření odpovídaly mnohem lépe. Povrchová teplota fotovoltaického panelu je podstatně nižší jednak tím, že PV panel část solární energie

odebíral na tvorbu elektrického výkonu (který po kalibraci udával hodnotu intenzity slunečního záření). Ale zejména kvůli způsobu umístění PV panelu, neboť mezi panelem a střechou byla ještě podstatná mezera. Rovněž velké odchylky je dosaženo u palubní desky, měřená teplota vyšla až 20 °C vyšší. Důvodem je rozdělení interiéru kabiny v modelu, kde palubní deska a přepážka mezi motorovým prostorem tvoří jednu část a v modelu je uvažována jejich průměrná teplota. Pro přesnější predikci by bylo nezbytné podrobnější rozdělení interiéru a uvažování jeho geometrie (v modelu není explicitně uvažována).

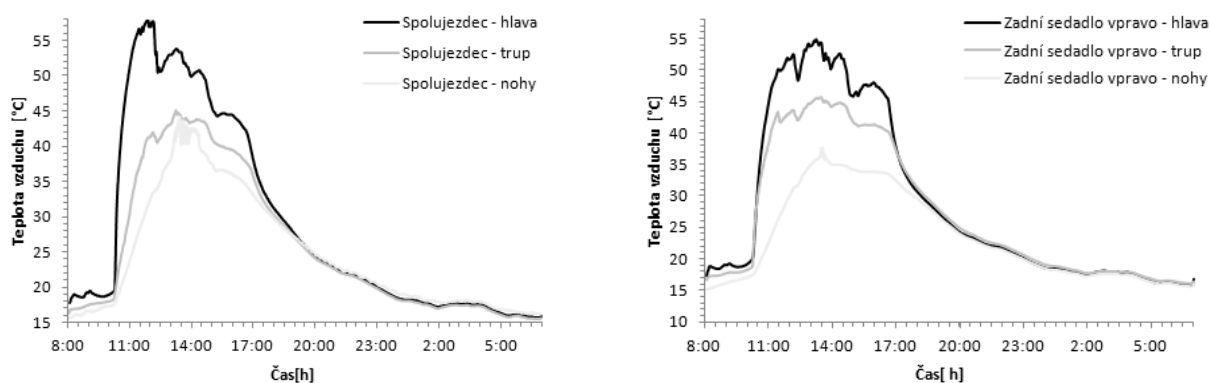
Scénář 13-14. 9. 2011

Během 13-14. 9. bylo slunné počasí se slabým vánkem a úplně jasnou oblohou (0% pokrytí oblohy). Intenzita slunečního záření měla téměř spojitý průběh a její maximální hodnota dosahovala 654 W/m². Teplota okolního vzduchu se pohybovala od 14 °C (ráno) do 27 °C (odpoledne) viz obr. 6.12 vlevo. Těchto ideálních podmínek bylo využito ke kalibraci fotovoltaického panelu, kdy měřené hodnoty výkonu PV panelu byly přepočteny na hodnotu intenzity slunečního záření. V tomto scénáři lze pozorovat zásadní vliv slunečního záření na teplotu uvnitř kabiny. Střední teplota vzduchu v kabině během pár hodin stoupla o více než 20 °C až na 45 °C. Na obr. 6.13 jsou uvedeny naměřené teploty vzduchu na místě spolujezdce a na zadním sedadle, např. teplota vzduchu v oblasti hlavy přesáhla 50 °C. Jelikož teploty byly měřeny ve třech výškových úrovních a na dvou různých místech (vzadu a vpředu), bylo možné pozorovat rozložení teplot vzduchu uvnitř kabiny. Ukázalo se, že v kabině dochází ke stratifikaci vzduchu a rozdíl mezi teplotou u podlahy a pod stropem dosahoval až 20 °C. Rozdíl teplot vzduchu mezi místem vzadu a vpředu nebyl natolik podstatný. Zásadní podíl na nárůstu teploty má prostupující sluneční záření prosklenými plochami. Po zapadnutí Slunce za okolní budovy byl pozorován rychlý pokles teploty uvnitř až na teplotu okolí. Svědčí to o relativně malé akumulaci schopnosti kabiny automobilu. Chladnutí automobilu je patrné na průběhu teploty v kufru na obr. 6.12 vpravo.

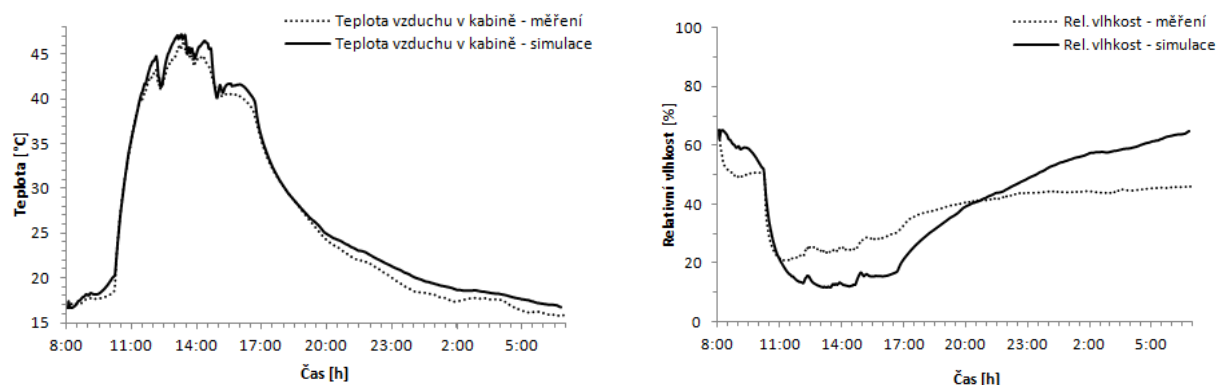


Obr. 6.12 – Teplota okolního vzduchu a intenzita slunečního záření (vlevo) a teploty pod kapotou a v kufru (vpravo) – scénář 13-14. 9. 2011

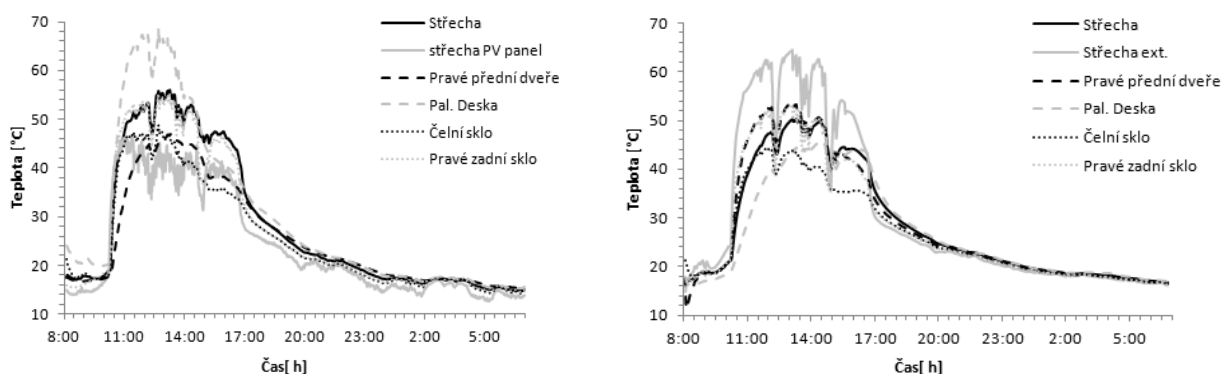
Na obr. 6.14 je porovnání predikované a měřené střední teploty vzduchu v kabině a jeho relativní vlhkosti. Průběh predikované teploty vzduchu uvnitř kabiny velice dobře kopíruje naměřenou střední hodnotu teploty vzduchu. V porovnání výsledků lze vypořádat obdobné problémy jako v předešlém scénáři, tj. relativní vlhkost vychází v noci vyšší a u povrchových teplot si odpovídají nejvíce teploty skel, viz obr. 6.15.



Obr. 6.13 – Profil teploty vzduchu na místě spolujezdce a zadním sedadle vpravo – scénář 13-14. 9. 2011



Obr. 6.14 – Porovnání výsledků měření a simulace střední teploty vzduchu a relativní vlhkosti v kabině – scénář 13-14. 9. 2011



Obr. 6.15 – Porovnání povrchových teplot kabiny - měření (vlevo) a simulace (vpravo) – scénář 13-14. 9. 2011

Výsledky obou parkovacích scénářů ukázaly, že model je schopen predikovat dostatečně přesně teplotu vzduchu uvnitř kabiny, a tedy i tepelnou zátěž kabiny. A to i přes značné zjednodušení geometrie vozu (zejména interiéru), která je parametrizována pouze několika geometrickými parametry. Pouze relativní vlhkost vzduchu v noci uvnitř kabiny během parkování nevyhází tak přesně. Dále pak predikce střední teploty vzduchu v kabině je citlivější na náhlé změny intenzity slunečního záření, než tomu bylo ve skutečnosti.

Dalším úkolem bylo rozšířit validaci modelu i pro skutečné jízdní scénáře, o nich už pojednává následující podkapitola.

6.3.2 Škoda Felicia – Jízda v reálném provozu

Jízdní scénáře probíhaly v podzimním a zimním období na trase z Brna do Vyškova a zpět. Trasa obsahovala přibližně 20 km jízdy po dálnici 30 km jízdy mimo město a 50 km jízdy v městském provozu. Každá jízda probíhala obdobně zhruba po dobu dvou hodin okolo poledne. První část trasy směřovala severovýchodním směrem (Brno - Vyškov), a druhá část trasy jihozápadním směrem (Vyškov - Brno). Ovšem během jízdy, zejména ve městě, byl aktuální azimut auta značně proměnlivý, což se projevilo proměnlivou tepelnou zátěží od slunečního záření na jednotlivých částech vozu. Společně s rychlostí jízdy to byly jediné jízdní parametry (GPS data) uvažované v simulacích, vliv náklonu auta díky proměnlivé nadmořské výšce byl zanedbán. V kabině vozu byly dvě osoby a jejich metabolická produkce tepla byla uvažována 200 W.

Oproti měření tepelné zátěže během parkování přibyla další okrajová podmínka, a to ventilace. Ve všech jízdních testech šlo pouze o větrání a vytápění kabiny, neboť testovací vůz nebyl vybaven klimatizací. Ventilace je charakterizována množstvím přiváděného vzduchu $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = \rho \cdot v \cdot S$, jeho teplotou a relativní vlhkostí. Důležitým parametrem byl objemový tok přiváděného vzduchu vyústkami $\dot{V}$, který byl vypočten na základě změřené střední rychlosti vzduchu v otevřených vyústkách vynásobené jejich celkovou plochou s . Hustota přiváděného vzduchu ρ byla určena stavovou rovnicí (5.9), v které vystupuje plynová konstanta směsi vzduchu a vodní páry. Větrání bylo převážně nastaveno na 2/4 či 4/4 stupeň ovladače ventilátoru a na 1/4 či 2/4 ovladače směšovací klapky určující poměr přiváděného teplého vzduchu od motoru a studeného z vnějšku.

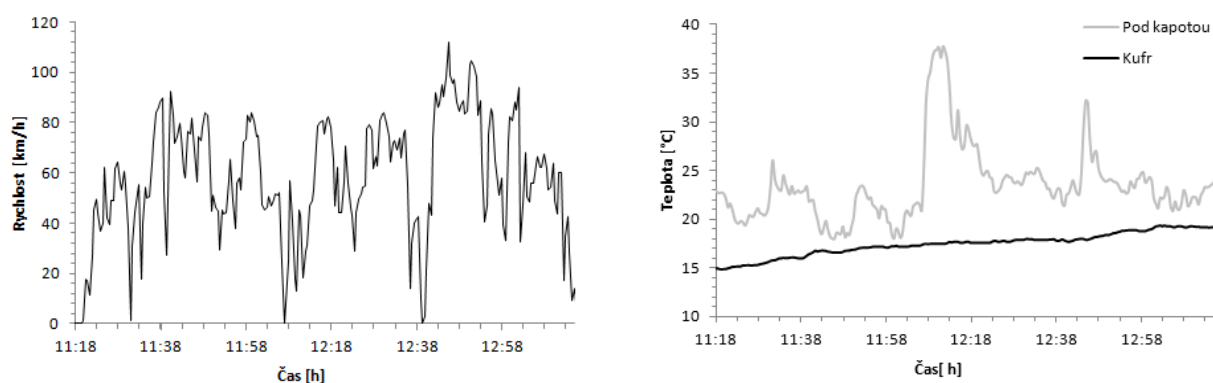
U každého scénáře jsou nejprve udány rychlost jízdy a také teploty kufru a motorového prostoru, jež jsou mimo prostor kabiny. Následně jsou dány okrajové podmínky okolního prostředí, teplota a intenzita slunečního záření, společně s charakteristikou větrání a vytápění kabiny. Po celou dobu jízdy byly otevřeny pouze centrální vyústky a defrost (boční vyústky byly uzavřené). Lamely centrálních vyústek byly nasměrovány tak, aby směřovaly vodorovně do prostoru kabiny. Po okrajových podmínkách následují grafy s naměřenými teplotami vzduchu na místě spolujezdce a na zadním sedadle. Predikce modelu je ověřena porovnáním střední teploty vzduchu v kabině a jeho relativní vlhkosti. Porovnání povrchových teplot sloužilo především pro kalibraci modelu, ovšem jak již bylo zmíněno dříve, model neobsahuje podrobný popis interiéru, tj. nelze očekávat dokonalou shodu.

Další okrajové podmínky, které vstupují do modelu (relativní vlhkost okolního vzduchu, azimut jízdy) zde nejsou z úsporných důvodů uvedeny, ale lze je dohledat ve výstupním souboru Allvariables.csv, kde jsou uvedeny hodnoty všech parametrů uvažovaných v modelu

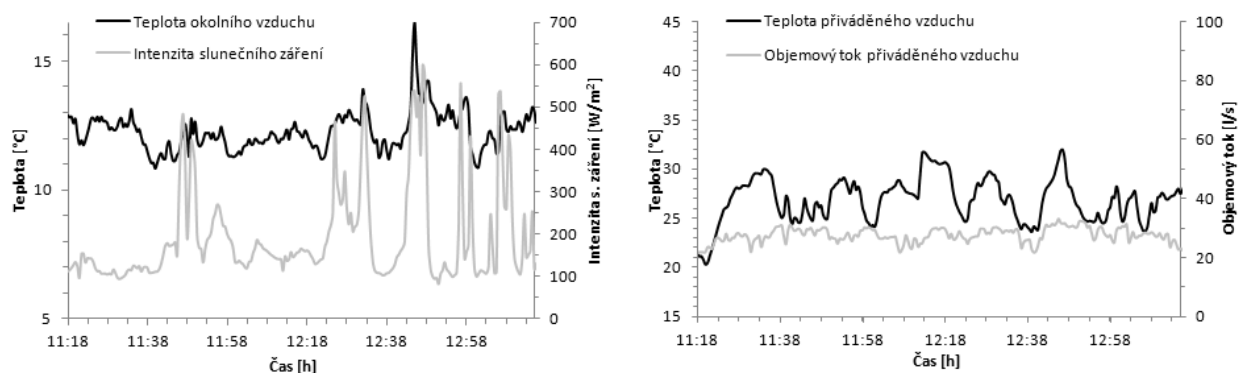
Scénář 13. 10. 2011

Během měření z 13. 10. bylo počasí bez srážek a obloha téměř úplně zatažená (90% pokrytí oblohy). Pouze na pár okamžiků se mraky rozestoupily a vysvitlo Slunce, viz „peaky” 500 W/m² na obr. 6.17 vlevo, na téže obrázku je uvedena i teplota okolního vzduchu, která se pohybovala mezi 11 až 16,5 °C. Po celou dobu jízdy byla spuštěna ventilace a otáčky ventilátoru byly nastaveny na 2/4 stupeň, což odpovídalo 20-30 l/s přiváděného vzduchu. Kromě ventilace bylo spuštěné i vytápění na 1/4 stupeň, takže do kabiny vstupoval ohřátý

teplý vzduch o teplotě 24 až 31 °C, viz obr. 6.17 vpravo. Vliv intenzity slunečního záření na teplotu vzduchu uvnitř kabiny je oproti parkování méně podstatný, ale není zanedbatelný. Pokud auto na chvíli zpomalilo, např. na křižovatce, a zrovna vysvitlo Slunce, teplota v kabině rychle stoupla, viz teplota vzduchu v čase 12:38 na obr. 6.19 vlevo. Na obr. 6.16 vpravo je uveden průběh teplot pod kapotu a v kufru. Podlaha a přední přepážka, která odděluje motorový prostor od kabiny, bývají obvykle velice dobře izolovány. Tudíž teploty v motorovém prostoru a pod autem nemají tak velký vliv na teplotu v kabině, jako teplota okolního vzduchu. Podobně i kufr je relativně dobře izolován, pokud je zakrytý horním platem zabraňujícím cirkulaci vzduchu. Z měření vyplynulo, že růst teploty v kufru byl rovnoměrný a velmi nízký. Za celou dobu jízdy teplota v kufru stoupla pouze o 4 °C.



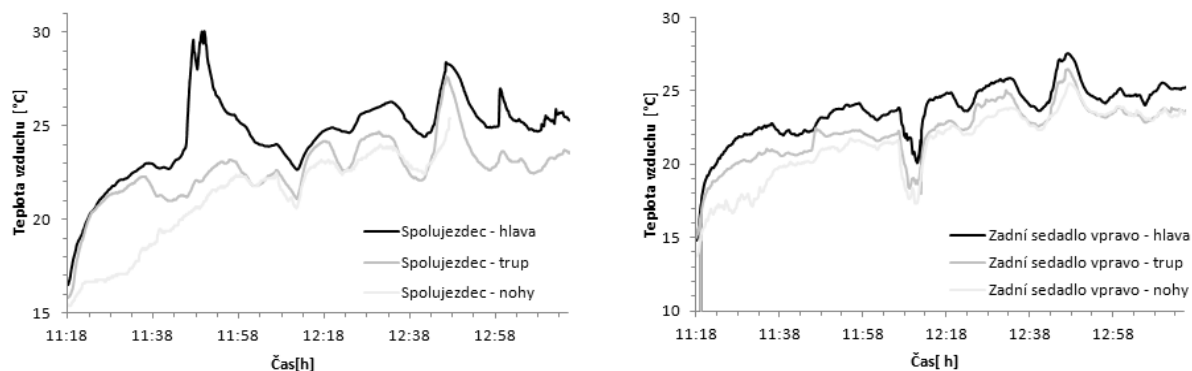
Obr. 6.16 – Rychlost jízdy automobilu (vlevo) a teploty pod kapotou a v kufru (vpravo) – scénář 13. 10. 2011



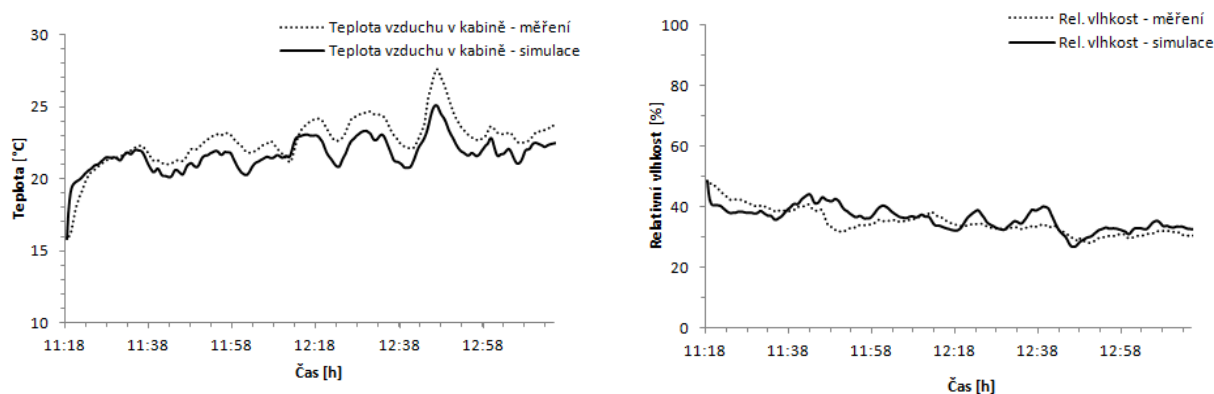
Obr. 6.17 – Teplota okolního vzduchu a intenzita slunečního záření (vlevo) a teplota a množství přiváděného vzduchu (vpravo) – scénář 13. 10. 2011

Na obr. 6.18 jsou uvedeny naměřené teploty vzduchu na místě spolujezdce a na zadním sedadle. Rozdíl mezi jednotlivými teplotami vzadu a vpředu je znatelný. Teplota u hlavy spolujezdce je daleko vyšší než v oblasti hlavy na zadním sedadle. Naopak teplota u nohou spolujezdce velice pomalu narůstá a až po jedné hodině se vyrovná teplotě 22 °C v oblasti nohou na zadním sedadle. Tyto rozdíly jsou způsobeny nastavením výustek a směrem proudu vystupujícího vzduchu. Přestože centrální výustky byly nastaveny vodorovně, přiváděný teplý vzduch vlivem vztlačkových sil směřuje k oblasti hlavy spolujezdce nikoliv nohou. Na obr. 6.19 vlevo je uvedeno porovnání naměřené a predikované střední teploty vzduchu v kabině automobilu a na obr. 6.19 vpravo je jeho relativní vlhkost. Predikce teploty se liší v průměru o 1,5 °C, v čase 12:48 je predikce dokonce až o 2,5 °C nižší. Relativní

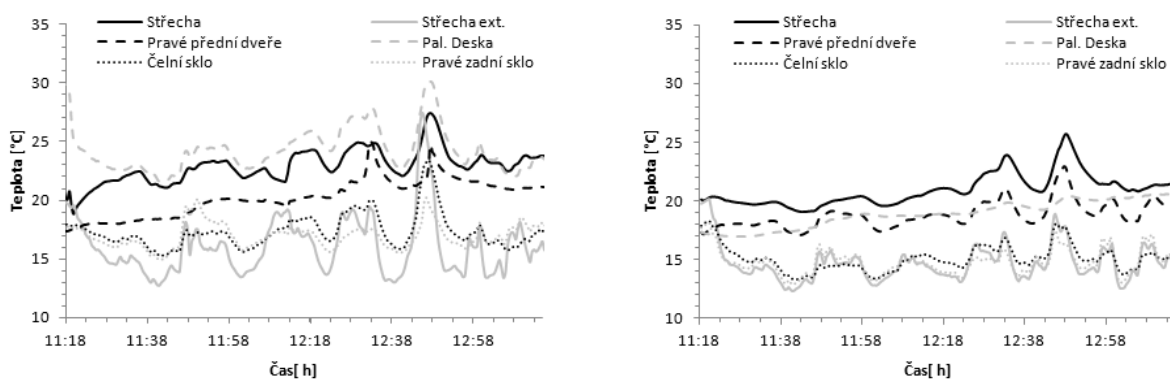
vlhkost vychází naopak velice dobře. Povrchové teploty exteriéru a interiéru střechy, pravých dveří a skel vycházejí relativně dobře, hůře pak teplota palubní desky viz obr. 6.20.



Obr. 6.18 – Profil teploty vzduchu na místě spolujezdce a zadním sedadle vpravo – scénář 13. 10. 2011



Obr. 6.19 – Porovnání výsledků měření a simulace střední teploty vzduchu a relativní vlhkosti v kabině – scénář 13. 10. 2011

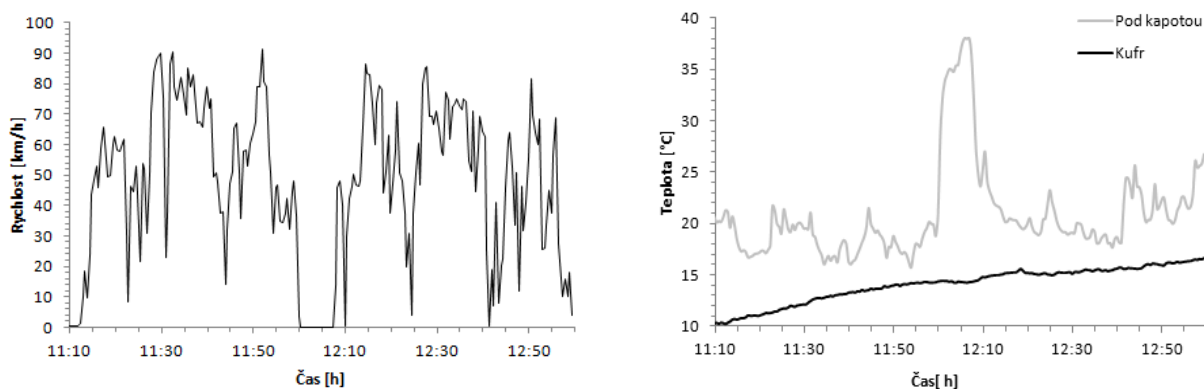


Obr. 6.20 – Porovnání povrchových teplot kabiny - měření (vlevo) a simulace (vpravo) – scénář 13. 10. 2011

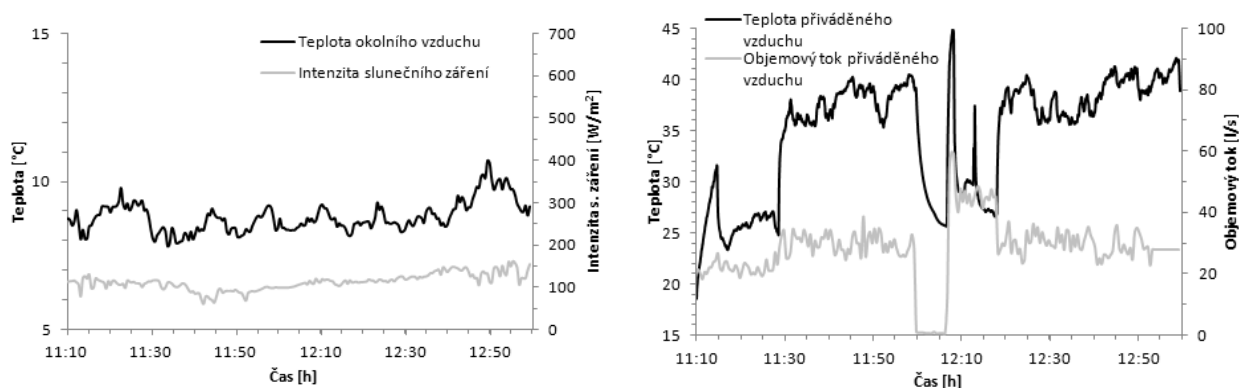
Scénář 20. 10. 2011

Během 20. 10. bylo suché počasí a obloha úplně zatažená (100% pokrytí oblohy). Sluneční záření bylo slabé (maximálně 150 W/m^2) převážně difusního charakteru, tudíž jeho vliv na mikroklima byl minimální. Větší vliv měla teplota okolního vzduchu, která se pohybovala v rozmezí teplot od 8 do $10,7^\circ\text{C}$, viz obr. 6.22 vlevo. Během jízdy byly nastaveny postupně různé stupně ventilace a vytápění, a to z důvodů proměření vlivu rychlosti jízdy na objemový tok přiváděného vzduchu pro různá nastavení, viz obr. 6.22 vpravo. Prvních sedm

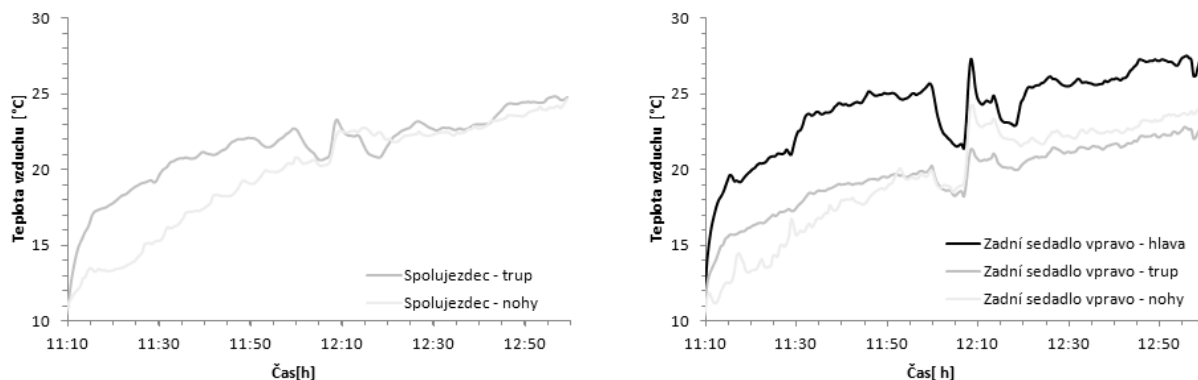
minut byla puštěna ventilace a vytápění na maximální hodnotu, tj. 4/4 stupeň, poté byla snížena ventilace a vytápění na 1/4 stupeň. V 11:30 bylo vytápění přenastaveno na 2/4 stupeň. V 12:00 auto zastavilo na pár minut na parkovišti ve Vyškově a byl vypnut motor a ventilátor (nulový objemový tok vzduchu). Následně bylo nastaveno vytápění na 2/4 a ventilace na 4/4 po dobu 12 min. Při tomto nastavení objemový tok dosahoval 50 l/s. Na obr. 6.21 vpravo je uveden průběh teplot pod kapotou a v kufru.



Obr. 6.21 – Rychlost jízdy automobilu (vlevo) a teploty pod kapotou a v kufru (vpravo) – scénář 20. 10. 2011



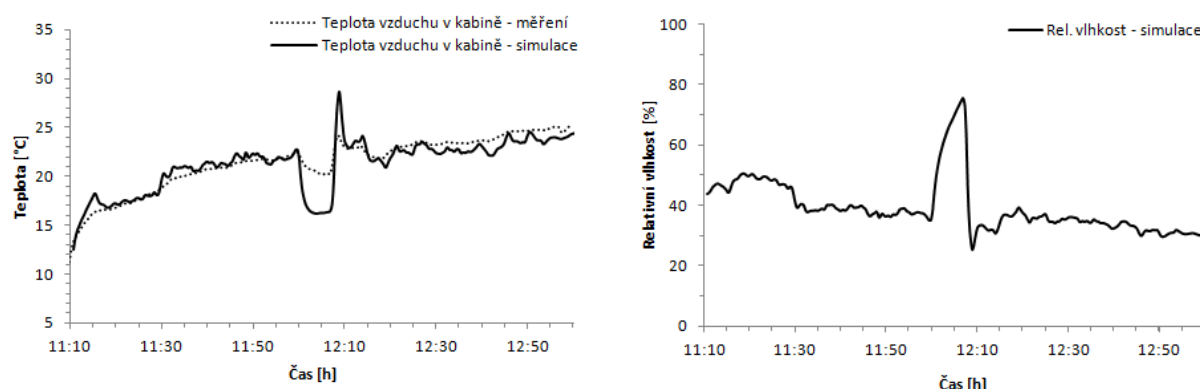
Obr. 6.22 – Teplota okolního vzduchu a intenzita slunečního záření (vlevo) a teplota a množství přiváděného vzduchu (vpravo) – scénář 20. 10. 2011



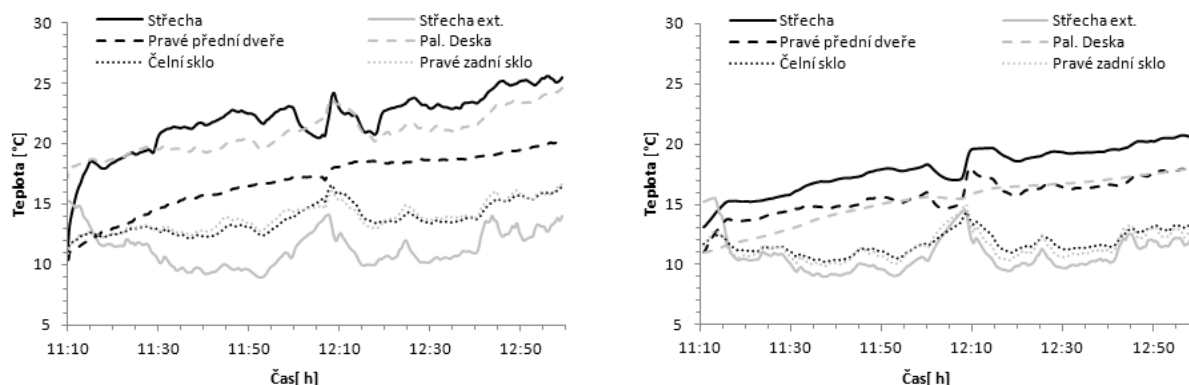
Obr. 6.23 – Profil teploty vzduchu na místě spolujezdce a zadním sedadle vpravo – scénář 20. 10. 2011

Na obr. 6.23 jsou uvedeny naměřené teploty vzduchu na místě spolujezdce a na zadním sedadle. Bohužel během jízdy přestal měřit senzor teploty vzduchu v oblasti hlavy spolujezdce. Pro výpočet střední teploty vzduchu byla započítána dvakrát teplota vzduchu

v oblasti hlavy na zadním sedadle, protože lze předpokládat, že je nejbližší k nezměřené teplotě vzduchu u hlavy spolujezdce. Navíc po ukončení jízdy bylo zjištěno, že v přístroji Testo nebyla řádně uložena data o relativní vlhkosti v kabině, proto na obr. 6.24 vpravo je uvedena pouze predikovaná relativní vlhkost. Z obr. 6.24 vlevo lze vidět, že cca 1 až 2 minuty po rozjezdu je predikovaná teplota nadhodnocena až o 3 °C oproti měření, ale následně predikovaná teplota je v dobré shodě s měřeními. Výkyv predikované teploty a relativní vlhkosti během polední zastávky ve Vyškově byl způsoben otevřením dveří a vystoupením posádky kvůli kontrole měřicí techniky. Povrchové teploty exteriéru střechy, pravých dveří a skel vychází relativně dobře, hůře pak vychází teplota palubní desky a interiéru střechy, viz obr. 6.25.



Obr. 6.24 – Porovnání výsledků měření a simulace střední teploty vzduchu (relativní vlhkost nebyla měřena – scénář 20. 10. 2011)

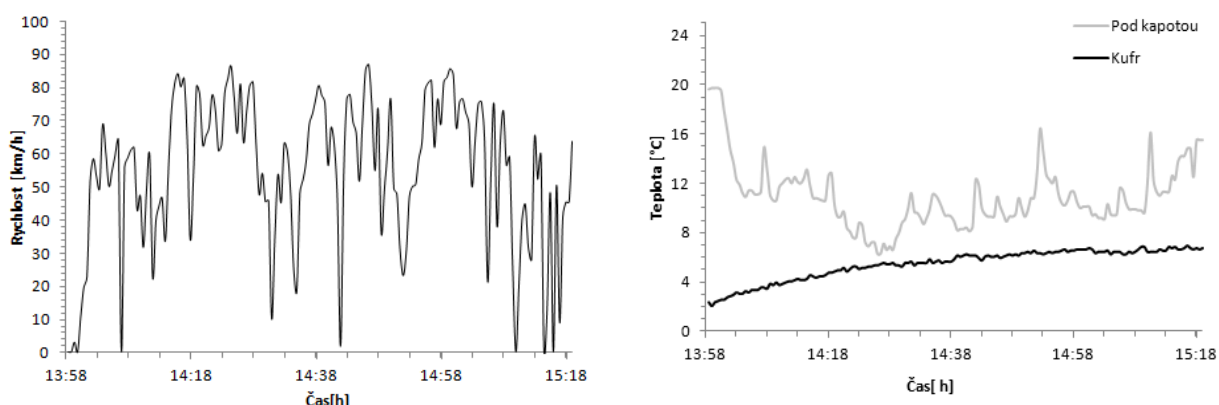


Obr. 6.25 – Porovnání povrchových teplot kabiny - měření (vlevo) a simulace (vpravo) – scénář 20. 10. 2011

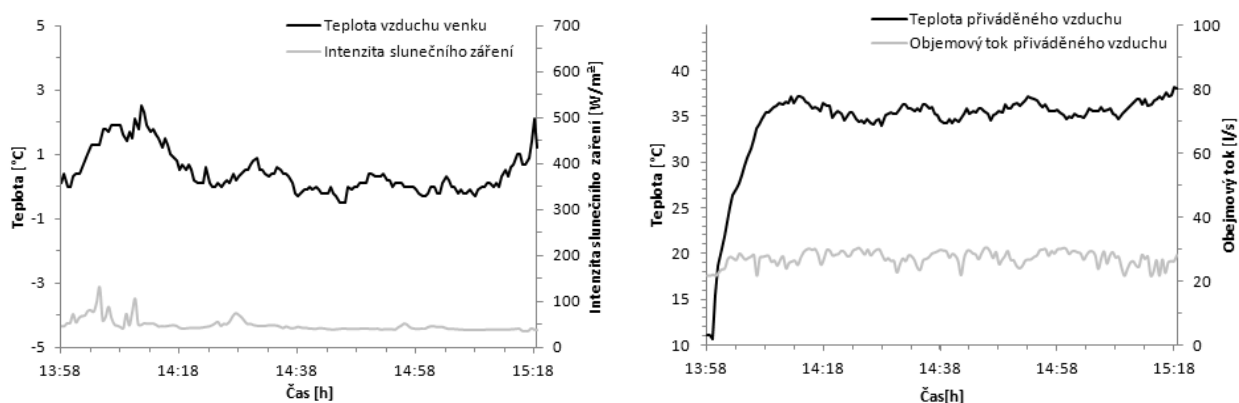
Scénář 26. 1. 2012

Měření pro zimní období byla provedena 26. 1., kdy obloha byla úplně zatažená (100% pokrytí oblohy) a počasí bylo chladné bez srážek. Intenzita slunečního záření měla pouze difúzní charakter a její průměrná hodnota byla 48 W/m². Venkovní teplota vzduchu byla po celou dobu okolo bodu mrazu a její průměrná hodnota byla 0,5 °C, viz obr. 6.27 vlevo. Relativní vlhkost okolního vzduchu se pohybovala okolo 57 %. Průměrná rychlost během testovací jízdy byla 54,6 km/h a maximální 86,8 km/h, viz obr. 6.26 vlevo. V autě byly dvě osoby, ventilace a vytápění byly nastaveny na 2/4 stupeň po celou dobu jízdy. Průměrné množství přiváděného vzduchu bylo 27 l/s a po 10 minutách se jeho teplota ustálila zhruba na 36 °C, viz obr. 6.27 vpravo. Rychlost vzduchu v oblasti výústek lehce kolísala v závislosti na

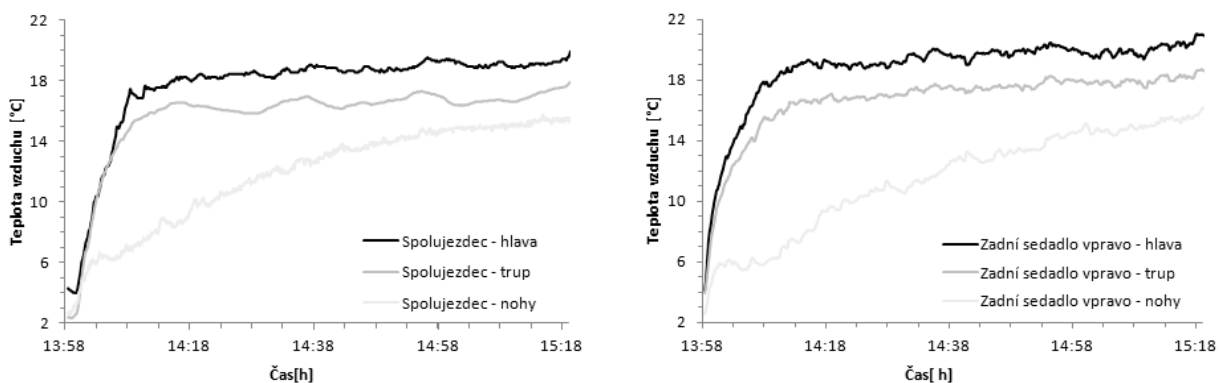
rychlosti jízdy okolo hodnoty 3,3 m/s, avšak dále od výustek byla její hodnota podstatně nižší, např. v oblasti hlavy spolujezdce dosahovala v průměru 0,13 m/s. Na obr. 6.26 vpravo je uveden průběh teplot pod kapotou a v kufru.



Obr. 6.26 – Rychlost jízdy automobilu (vlevo) a teploty pod kapotou a v kufru (vpravo) – scénář 26. 1. 2012



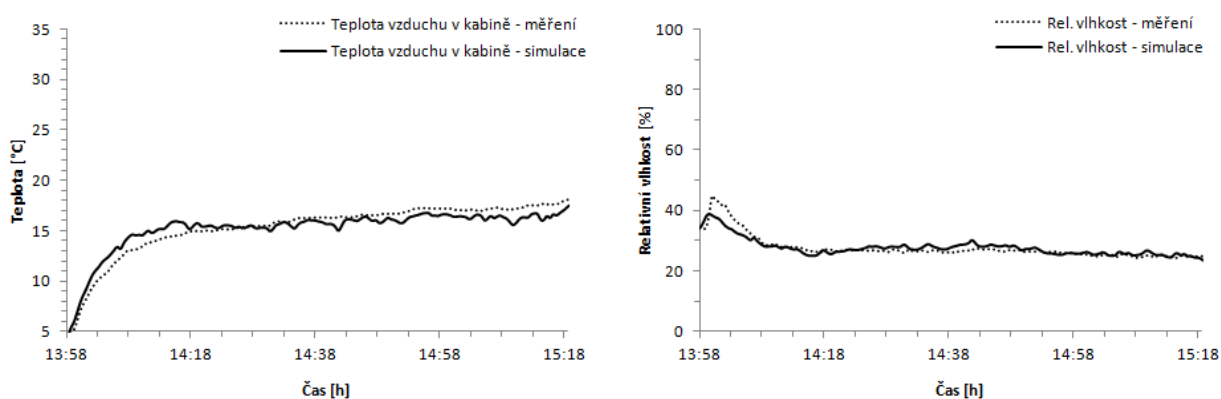
Obr. 6.27 – Teplota okolního vzduchu a intenzita slunečního záření (vlevo) a teplota a množství přiváděného vzduchu (vpravo) – scénář 26. 1. 2012



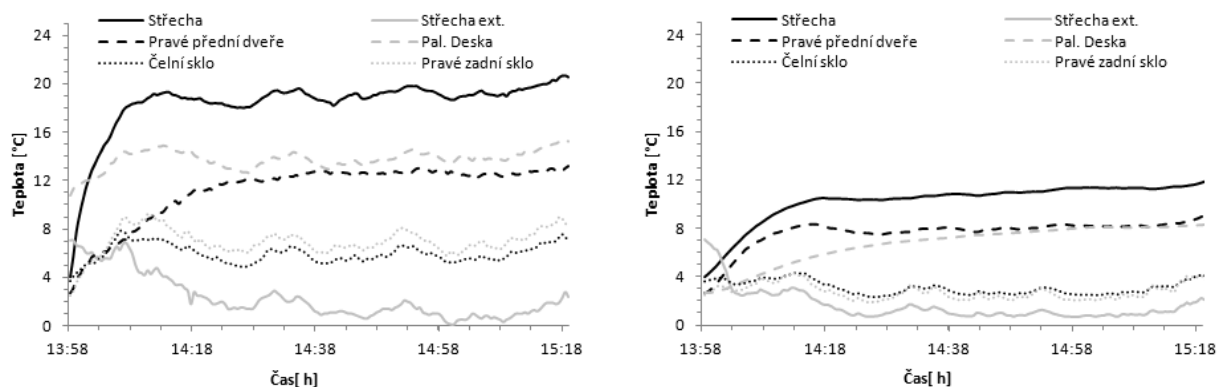
Obr. 6.28 – Profil teploty vzduchu na místě spolujezdce a zadním sedadle vpravo – scénář 26. 1. 2012

Na obr. 6.28 jsou uvedeny naměřené teploty vzduchu na místě spolujezdce a na zadním sedadle. Teplotní profily ve vertikálním směru v místě spolujezdce a zadního sedadla jsou velmi podobné a není podstatný rozdíl mezi hodnotami teplot ve stejné výškové úrovni na předním a zadním sedadle. Pouze na začátku jízdy se liší rychlost časové odezvy teplot vzduchu vůči teplotě přiváděného vzduchu. Na předním sedadle je odezva rychlejší a na zadním sedadle je pomalejší. Nejnížší teplota v obou případech je v oblasti nohou, nejvyšší

v oblasti hlavy. Společná je rovněž nerovnoměrnost teplotního profilu, která vymizí až v okamžiku, kdy proces směšování vzduchu je stabilizovaný a vzduch v kabině je ideálně promíšený. Počáteční nerovnoměrnost rozložení teplot vzduchu vzniká díky neizotermně primárního proudu, tj. vlivem vztakových sil, a také díky tomu, že nebyl přiváděn vzduch vyústkami u podlahy (byly otevřeny pouze centrální vyústky a defrost). V oblasti nohou tedy nedocházelo k tak intenzivnímu míšení přiváděného vzduchu a trvalo jednu hodinu, než teplota vzduchu dosáhla úrovně 16 °C. Např. na zadním sedadle rozdíl teplot vzduchu u hlavy a nohou po ustálení teploty přiváděného vzduchu (čas 14:10) činí 11,4 °C. Na konci měření, kdy proces směšování je již ustálený (čas 15:18), rozdíl teplot vzduchu u hlavy a nohou na zadním sedadle činí již pouze 5 °C. Oproti tomu v oblasti trupu a hlavy byla časová odezva teploty vzduchu v kabině na teplotu přiváděného vzduchu velmi rychlá v řádu několika minut po ustálení teploty přiváděného vzduchu.



Obr. 6.29 – Porovnání výsledků měření a simulace střední teploty vzduchu a relativní vlhkosti v kabině – scénář 26. 1. 2012



Obr. 6.30 – Porovnání povrchových teplot kabiny - měření (vlevo) a simulace (vpravo) – scénář 26. 1. 2012

Z porovnání výsledků na obr. 6.29 vyplývá, že predikce střední teploty vzduchu a jeho relativní vlhkosti je velice dobrá. Během zimního měření byly nejchladnějšími vnitřními povrchy skla, neboť mají nízký tepelný odpor. Podobně jako povrchové teploty vnějších povrchů jsou nejvíce ovlivněny teplotou okolního vzduchu a rychlostí vozu. Např. teplota vnějšku střechy po započetí jízdy a 30 minutách klesla z počátečních 7 °C na teplotu okolního vzduchu 1 °C, viz obr. 6.30 vlevo. Na témže obrázku vpravo jsou uvedeny výsledky predikce povrchových teplot. Teplota vnějšího povrchu střechy odpovídá velice dobře. Ovšem vnitřní povrchové teploty, a to ani skel, si příliš neodpovídají. Příčinou je intenzivní konvekce uvnitř

vozu způsobená ventilací a jejím nedostatečným popisem v modelu, který předpokládá dokonalé mísení vzduchu. Např. naměřená teplota skel je až o 4 °C vyšší oproti predikovaným teplotám, což je způsobeno prouděním ještě nedokonale smíšeného vzduchu okolo vnitřních povrchů.

6.4 Shrnutí Modelu tepelné zátěže kabiny

V jazyce Modelica byl vyvinut model, jehož hlavním účelem je rychlá predikce mikroklimatu uvnitř kabiny a predikce tepelné zátěže kabiny během skutečných provozních podmínek. Model se skládá ze soustavy bilančních rovnic, které jsou řešeny numerickým řešičem Dassl, který je součástí programu Dymola. Model umožňuje nastavit specifické vlastnosti pro daný typ automobilu (geometrie a materiály). Díky krátkému výpočetnímu času simulace modelu v řádu sekund lze model použít operativně pro řízení mikroklimatu v kabině, případně jako podpůrný nástroj pro návrh klimatizace v kabině automobilu.

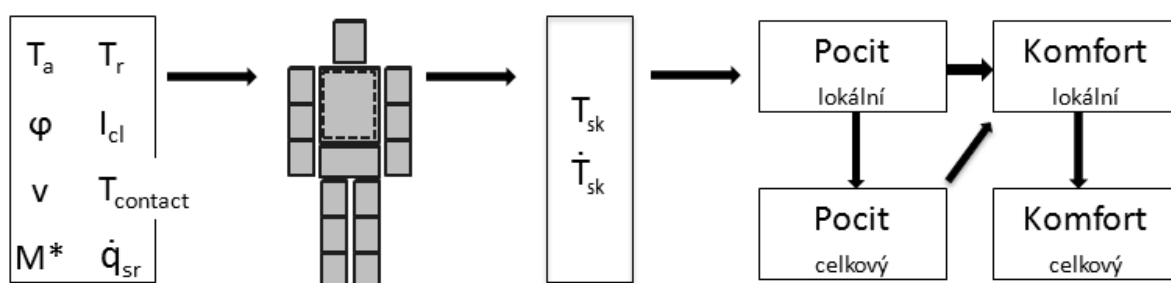
Model byl kalibrován a validován měřeními ve skutečných provozních podmínkách, během letního, přechodného i zimního období. I přes velmi zjednodušený popis geometrie kabiny a uvažování pouze jednoho vzduchového objemu v kabině, predikce střední teploty vzduchu a relativní vlhkosti uvnitř vykazovala dobrou shodu s měřeními. Ovšem vnitřní povrchové teploty kabiny nejsou predikovány dostatečně přesně. Model byl testován pro rozmezí okolních teplot od -20 °C do 43 °C (0 °C až 30 °C z vlastních měření=v.m.). Intenzity slunečního záření do 1000 W/m² (do 654 W/m² v.m.) Rychlosti jízdy do 110 km/h. Množství přiváděného vzduchu do 0,15 kg/s (do 50 l/s v.m.). Teplota přiváděného vzduchu od 5 °C do 60 °C (20 °C až 38 °C v.m.).

Pokud by měl být model použit pro predikci lokálního tepelného komfortu cestujících, je nezbytné provést některá další rozšíření modelu, například detailní popis vnitřní geometrie, rozměry a normály povrchů sedadel, přístrojové desky apod., nebo podrobnější popis konvekce uvnitř kabiny mezi povrchy kabiny člověkem a vzduchem uvnitř a také nahrazení konstantního tepelného výkonu člověka Svázaným modelem tepelného komfortu, obsahujícím fyziologické odezvy (povrchové teploty, tepelné toky do okolí, termoregulační odezvy apod.) člověka na dané prostředí, které jsou spojené s vnímáním tepelného komfortu. Problematika Svázaného modelu tepelného komfortu je řešena v následujících dvou kapitolách.

7 VÝVOJ SVÁZANÉHO MODELU TEPELNÉHO KOMFORTU

Svázaný model propojuje modifikovaný Tanabeho fyziologický model s modelem tepelného komfortu dle Zhang. Výběr modelů vzešel z vypracované rešerše, z které vyplynulo, že model dle Zhang je v současné době nejdůkladněji zpracovaným modelem lidského tepelného komfortu pro nehomogenní prostředí a model dle Fialy nejpokročilejší model fyziologie člověka. Přesto Svázaný model tepelného komfortu vychází z Tanabeho modelu namísto Fialova modelu. Hlavním důvodem, proč byl zvolen Tanabeho model, je jeho matematický popis a také skutečnost, že rovněž patří mezi pokročilé modely lidské fyziologie. Fialův model je popsán soustavou parciálních diferenciálních rovnic, které je nutné řešit numericky, např. metodou konečných diferencí. Řešení parciálních rovnic není vlastní v současné době jazyku Modelica, respektive programu Dymola. Oproti tomu model dle Tanabeho je založen na bilančních obyčejných diferenciálních rovnicích, které je možné řešit numericky pomocí dostupných řešičů v programu Dymola (např. Dassl).

Vstupem do Svázaného modelu komfortu jsou hlavní činitele ovlivňující tepelný komfort ve vnitřním prostředí: teplota vzduchu T_a , střední radiační teplota T_r , relativní vlhkost φ , rychlost proudění vzduchu v , tepelný odpor oděvu I_{cl} – tyto veličiny jsou definovány pro jednotlivé segmenty zvlášť). Celková metabolická produkce tepla M odvíjející se od fyzické náročnosti činnosti je zadána jako jedna hodnota. V případě prostředí kabin automobilů je důležité uvažovat také intenzitu slunečního záření dopadajícího na povrch člověka $\dot{q}_{sr}$ a také případný kontakt člověka s okolním povrchem (např. sedadla). V případě kontaktu částí těla (např. oblastí pánve a zad) s okolním povrchem je rozhodující teplota tohoto povrchu $T_{contact}$.



Obr. 7.1 – Schéma propojení Tanabeho a Zhang modelu. Nalevo vstupy do fyziologického modelu, uprostřed veličiny vstupující do modelu tepelného komfortu (* označuje globální parametry, které jsou definovány pro člověka jako celek, nikoliv pro jednotlivé části lidského těla).

Na obr. 7.1 je znázorněno schéma propojení modifikovaného Tanabeho modelu s modelem dle Zhang. Nalevo jsou zobrazeny vstupní parametry do fyziologického modelu, který vyhodnocuje časový průběh teplot jednotlivých vrstev tkání, zejména teploty pokožky ale i vnitřní teploty. Teploty pokožky⁷ rozhodujícím způsobem vytvářejí tepelný pocit a komfort člověka. Dle modelu Zhang vyvolávají teploty pokožky nejprve lokální tepelné pocity, které pak lidská mysl sjednotí do celkového tepelného pocitu. Spokojenost s tepelným pocitem vytváří tepelný komfort, ten je opět nejdříve vyhodnocen lokálně a následně sjednocen do celkového tepelného komfortu. Při výpočtu lokálního komfortu se

⁷ Na obr. 7.1 lze vidět, že modely jsou propojeny pouze přes povrchové teploty, což je změna oproti modelu Zhang. Zdůvodnění změny je uvedeno v podkapitole 7.5.

bere mimo jiné v potaz vliv celkového tepelného pocitu (viz šipka zespoda nahoru). Tím je do modelu zahrnuta skutečnost, kdy člověk vnímá určitý celkový tepelný pocit (např. chladný) a je mu příjemné, že na jedné z částí těla vnímá naprosto opačný tepelný pocit (např. má teplé nohy). Tedy člověku může být celkově zima či teplo, ale přesto může pociťovat na některých částech svého těla lokální komfort.

Algoritmus Svázaného modelu lze rozdělit na několik částí: fyziologický pasivní a aktivní systém na bázi Tanabeho modelu a psychologický model tepelného pocitu a komfortu dle Zhang. Tanabeho model a model Zhang byly stručně charakterizovány v podkapitolách 3.4.2 a 3.5.3. V této kapitole bude popsán celý algoritmus Svázaného modelu tepelného komfortu i s provedenými úpravami a také vzájemné propojení fyziologického a psychologického modelu.

Svázaný model byl vytvořen v jazyce Modelica v prostředí Dymola. Model nemá svoje vlastní grafické rozhraní, je ho tedy nutné spouštět pomocí programu Dymola, respektive pomocí skriptu CSV.mos, který obsahuje nastavení řešiče. Rozhraní modelu umožňuje načtení okrajových podmínek z textového souboru, do kterého lze nadefinovat i scénáře s časově proměnnými okrajovými podmínkami charakteristickými pro daný scénář. Soubor okrajových podmínek má název Timetable.txt a jeho struktura odpovídá souboru ve formátu .csv odděleného středníky. Výstupy modelu jsou ukládány do souboru Results.csv, který lze dále zpracovávat např. v Excelu.

7.1 Modifikace Tanabeho fyziologického modelu člověka

Tanabeho model byl přejat s veškerými fyziologickými daty pasivního systému i s kompletním aktivním systémem. Ovšem z provedené rešerše vyplynuly některé nedostatky Tanabeho modelu. Tanabeho předpoklad konstantní teploty krve značně ovlivňuje teplotu končetin a rovněž konstantní součinitele přestupu zkreslují výsledky tepelné výměny mezi povrchem člověka a okolím, zejména ve velmi chladných či teplých prostředích. Proto byly oproti původnímu Tanabeho modelu provedeny následující změny:

- Původně konstantní lokální součinitele přestupu tepla radiací a konvekcí byly nahrazeny empirickými vztahy převzatými z (Nilsson, 2004) a (de Dear a kol., 1996), které jsou validovány zejména pro mírné klima.
- Detailnější popis krevního oběhu. Je uvažována protiproudá tepelná výměna mezi žilami a tepnami viz rovnice (7.11), která je převzata z Fialova modelu (Fiala a kol., 1999).
- Jednotlivé segmenty jsou propojeny systémem tepen a žil. Pro každý segment je uvažována vlastní tepenná a žilní teplota namísto předpokladu jedné teploty krve pro celé lidské tělo. Výpočet teploty centrálního krevního zásobiště u Tanabeho modelu byl nahrazen rovnicí (7.13), která popisuje dokonalé mísení krve přicházející z jednotlivých segmentů (jejich žil) v centrálním zásobišti.
- Přenos tepla vedením s kontaktními plochami.
- Přenos tepla krátkovlnnou radiací (slunečním zářením).

7.2 Fyziologický model – pasivní systém

Tanabeho pasivní systém reprezentuje průměrného člověka o hmotnosti 74,43 kg a ploše pokožky 1,87 m². Model rozděluje lidské tělo na 16 částí (index i – název segmentu): 1 – hlava, 2 – hrud', 3 – záda, 4 – pánev, 5 – levá paže, 6 – pravá paže, 7 – levé předloktí, 8 – pravé předloktí, 9 – levá ruka, 10 – pravá ruka, 11 – levé stehno, 12 – pravé stehno, 13 – levé lýtko, 14 – pravé lýtko, 15 – levé chodidlo, 16 – pravé chodidlo. Každý segment se skládá ze čtyř soustředných vrstev tkáně (index j – název vrstvy): 1 – jádro, 2 – svaly, 3 – tuk, 4 – pokožka a každé vrstvě odpovídá jeden výpočetní uzel, tj. jedna rovnice tepelné rovnováhy, viz rovnice (7.1) až (7.4).

$$\text{Vrstva jádra} \quad C^{(i,1)} \frac{dT^{(i,1)}}{dt} = \dot{Q}_m^{(i,1)} - \dot{Q}_b^{(i,1)} - \dot{Q}_d^{(i,1)} - \dot{Q}_{res}^{(2,1)} \quad (7.1)$$

$$\text{Vrstva svalů:} \quad C^{(i,2)} \frac{dT^{(i,2)}}{dt} = \dot{Q}_m^{(i,2)} - \dot{Q}_b^{(i,2)} + \dot{Q}_d^{(i,1)} - \dot{Q}_d^{(i,2)} \quad (7.2)$$

$$\text{Vrstva tuku:} \quad C^{(i,3)} \frac{dT^{(i,3)}}{dt} = \dot{Q}_m^{(i,3)} - \dot{Q}_b^{(i,3)} + \dot{Q}_d^{(i,2)} - \dot{Q}_d^{(i,3)} \quad (7.3)$$

$$\text{Vrstva kůže:} \quad C^{(i,4)} \frac{dT^{(i,4)}}{dt} = \dot{Q}_m^{(i,4)} - \dot{Q}_b^{(i,4)} + \dot{Q}_d^{(i,3)} - \dot{Q}_e^{(i)} - \dot{Q}_{cl}^{(i)} \quad (7.4)$$

kde $T^{(i,j)}$ je teplota tkáně, $C^{(i,j)}$ [Wh/°C] je jejich tepelná kapacita viz tab. A.4 v příloze. $\dot{Q}_m$ [W] je vnitřní produkce tepla, $\dot{Q}_b$ [W] je tepelný tok přenesený krevním prouděním mezi jednotlivými vrstvami tkáně a centrálním krevním zásobištěm, $\dot{Q}_d$ je tepelný tok přenesený vedením mezi jednotlivými vrstvami tkáně, $\dot{Q}_{res}^{(2,1)}$ je tepelný tok přenesený dýcháním (odvádí se pouze z jádra hrudníku), $\dot{Q}_e$ je tepelná ztráta vypařováním, $\dot{Q}_{cl}^{(i)}$ je prostup tepla oděvem, který je ovlivněn tepelnými toky konvekce $\dot{Q}_c$ [W], krátkovlnnou $\dot{Q}_{sr}$ a dlouhovlnnou radiací $\dot{Q}_r$, případně vedením (kontaktem s okolním povrchem) $\dot{Q}_{contact}^{(i)}$. Následující podkapitoly obsahují popis jednotlivých členů rovnic (7.1) až (7.4) reprezentující tepelné bilance v jednotlivých vrstvách tkáně. Kromě těchto rovnic se v modelu objevují bilanční rovnice vztažené ke krevnímu oběhu, neboť každému segmentu přísluší vlastní tepenná a žilní teplota a jedna bilanční rovnice popisuje mísení krve v centrálním krevním zásobíšti, viz podkapitola 7.2.2. Všechny tyto bilanční rovnice reprezentují pasivní systém člověka. V neposlední řadě každému segmentu může být navíc přidána vrstva oděvu, která má podstatný vliv na velikost prostupujícího tepelného toku oděvem $\dot{Q}_{cl}^{(i)}$, viz podkapitola 7.2.3.

Popis rovnic v této podkapitole je řazen v pořadí od jádra člověka směrem k okolnímu prostředí, tj. nejprve je popsána produkce tepla uvnitř člověka, pak přenos tepla uvnitř člověka a nakonec tepelná výměna s okolím, která podstatným způsobem ovlivňuje celkový tepelný stav člověka. Celkový tepelný stav člověka lze vyjádřit pomocí střední teploty pokožky, která je ve Svázaném modelu definována dle rovnice (7.5) jako vážený průměr teplot pokožek $T^{(i,4)}$. Váhovými koeficienty jsou plochy $A_{Du}^{(i)}$ jednotlivých segmentů, které jsou uvedeny v tab. A.2 v příloze.

$$T_{sk,m} = \frac{\sum_{i=1-16} T^{(i,4)} A_{Du}^{(i)}}{\sum_{i=1-16} A_{Du}^{(i)}} \quad (7.5)$$

7.2.1 Produkce tepla uvnitř člověka

V klidovém stavu lidský organismus produkuje minimální tepelný výkon, který odpovídá basálnímu metabolismu $\dot{Q}_{bas}$. Hodnoty basálního metabolismu pro jednotlivé tkáně Tanabeho modelu jsou dány v tab. A.5 v příloze. V případě fyzické zátěže, kdy člověk vykonává určitou činnost, se značná část vydané energie přeměňuje v oblasti svalové tkáně na teplo a jeho celková produkce tepla je navýšena o tepelný výkon $\dot{Q}_w$. Pokud je člověk vystaven chladnému prostředí a jeho tělesná teplota je nízká, dochází ke svalovému třesu $\dot{Q}_{sh}^{(i,j)}$. V každém z výpočetních uzlů reprezentujících lidskou tkáň je uvažovaná rovnice (7.6), která se značně zjednoduší pro nesvalové tkáně, neboť platí $\dot{Q}_w^{(i,j)} = \dot{Q}_{sh}^{(i,j)} = 0$ pro $j \neq 2$.

$$\dot{Q}^{(i,j)} = \dot{Q}_{bas}^{(i,j)} + \dot{Q}_w^{(i,j)} + \dot{Q}_{sh}^{(i,j)} \quad (7.6)$$

Produkce tepla v důsledku fyzické aktivity ve svalové vrstvě je definováno jako

$$\dot{Q}_w^{(i,2)} = 58,2 \cdot (M - \dot{q}_{bas}) \cdot A_{Du} \cdot Metf^{(i)} \quad (7.7)$$

kde M [met] je intenzita vykonávané činnosti udávající celkovou metabolickou produkci tepla. $\dot{q}_{bas}$ je celková basální metabolická produkce tepla. $Metf^{(i)}$ je distribuční koeficient vyjadřující jakou měrou se podílí jednotlivý segment na zvýšení hodnoty metabolismu. A_{Du} je celková plocha lidského těla, která je určena vztahem dle Duboise. Svalový třes $\dot{Q}_{sh}$ je projevem reakce lidského těla na chlad a patří již do aktivního systému, viz rovnice (7.34).

7.2.2 Přenos tepla uvnitř člověka

Produkované teplo je nutné odvádět z lidského těla pryč tak, aby nedocházelo k přehřívání organismu a lidské orgány mohly řádně pracovat. Teplo je odváděno z jádra lidského těla k jeho povrchu vedením a prokrvováním pokožky prouděním krve do podkožních cév. Kromě toho člověk odvádí nezanedbatelné množství tepla dýcháním, viz podkapitola 7.2.3 Tepelná výměna s okolím.

Přenos tepla vedením tkáněmi

Přenos tepla vedením zajišťuje tepelnou výměnu mezi vrstvami tkání a povrchem lidského těla. V modelu se předpokládá 1D vedení tepla v radiálním směru každého segmentu, jehož matematický popis je následně zjednodušen do výpočtu bilancí v jednotlivých uzlech (tj. jedná se 0D přístup). Vedení tepla v podélném směru je zanedbáno, neboť ve většině případů je teplotní gradient velmi malý oproti radiálnímu směru. Množství přeneseného tepla závisí na teplotním gradientu $T^{(i,j)} - T^{(i,j+1)}$ a tepelné vodivosti $K^{(i,j)}$

[W/°C] mezi sousedními uzly j a $j+1$, kde $j = 1$ až 3 a viz rovnice (7.8). Tepelná vodivost tkáně Tanabeho modelu je uvedena v tab. A.7 v příloze.

$$\dot{Q}_d^{(i,j)} = K^{(i,j)} \cdot (T^{(i,j)} - T^{(i,j+1)}) \quad (7.8)$$

Přenos tepla krevním oběhem

Jednotlivé segmenty jsou propojeny krevním oběhem, který se skládá z centrálního krevního zásobiště a systému cév (tepen a žil). Pro každý segment je definována tepenná teplota $T_{ar}^{(i)}$, žilní teplota $T_{ve}^{(i)}$ a žilní teplota $T_{vx}^{(i)}$ po příchodu do centrálního zásobiště, kde se veškerá příchozí krev promíchává na teplotu T_{po} a následně opět tepnami proudí k vrstvám tkáně jednotlivých segmentů. Centrální krevní zásobiště reprezentuje krev ve vnitřních orgánech zejména srdce (ale i játra, plíce apod.). Okysličená krev je srdcem pumpována do systému tepen a proudí od centrálního zásobiště směrem k jednotlivým vrstvám tkání, kde předávají kyslík a teplo okolním tkáním a následně se vrací žilami zpět do centrálního krevního zásobiště. Předpokládá se, že v drobných cévkách dochází i k ideální tepelné výměně, tj. po předání tepla je žilní teplota v daném segmentu $T_{ve}^{(i)}$ rovna váženému průměru teplot jednotlivých vrstev $T^{(i,j)}$ a nezávisí již na teplotě příchozí krve $T_{ar}^{(i)}$.

$$T_{ve}^{(i)} = \frac{\sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} T^{(i,j)}}{\sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)}} \quad (7.9)$$

Tepenná teplota krve $T_{ar}^{(i)}$ klesá při průtoku končetinami, neboť je ochlazována krví $T_{ve}^{(i)}$ v sousedních žilách. Dochází zde k tzv. protiproudé výměně tepla (CCX = „Counter Current Heat Exchange“).

$$T_{ar}^{(i)} = \frac{\rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} T_{po} + h_x^{(i)} T_{ve}^{(i)}}{\rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} + h_x^{(i)}} \quad (7.10)$$

kde ρ_b je hustota, c_b je měrná tepelná kapacita, $\dot{V}_b^{(i,j)}$ průtok krve a $h_x^{(i)}$ je součinitel přestupu tepla CCX⁸, viz tab. A.2 v příloze. Pro protiproudou výměnu tepla platí předpoklad, že teplo, které krev v tepnách ztratí při doručování krve do jednotlivých segmentů, získá žilní krev při návratu do krevního zásobiště, viz 1. a 2. část rovnice (7.11).

$$\rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} (T_{po} - T_{ar}^{(i)}) = \rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} (T_{vx}^{(i)} - T_{ve}^{(i)}) = h_x^{(i)} \cdot (T_{ar}^{(i)} - T_{ve}^{(i)}) = \dot{Q}_x^{(i)} \quad (7.11)$$

Tepelný tok CCX výměnou se pak označuje jako $\dot{Q}_x^{(i)}$ a je definována viz 3. část rovnice (7.11).

⁸ Pro centrální segmenty lidského těla je součinitel $h_x=0$. Pro segmenty končetin pak nabývá nenulových hodnot, čím je intenzivnější tepelná výměna mezi tepnami a žilami, tím vyšší jsou hodnoty h_x . Ve Svázaném modelu jsou hodnoty h_x uvažovány konstantní.

Krev vracející se žilami do centrálního krevního zásobíště se díky CCX ohřeje od tepen z teploty $T_{ve}^{(i)}$ na teplotu $T_{vx}^{(i)}$.

$$T_{vx}^{(i)} = \frac{Q_x^{(i)} + \rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} T_{ve}^{(i)}}{\rho_b c_b \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)}} \quad (7.12)$$

Po dokonalém smísení vracející se krve žilami ze všech částí lidského těla je výsledná teplota centrálního krevního zásobíště rovna váženému průměru jednotlivých teplot vracející se žilní krve $T_{vx}^{(i)}$.

$$T_{po} = \frac{\sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)} T_{vx}^{(i)}}{\sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 \dot{V}_b^{(i,j)}} \quad (7.13)$$

Krevní oběh zajišťuje tepelnou výměnu mezi jednotlivými segmenty. Množství přeneseného tepla krví $\dot{Q}_b^{(i,j)}$ závisí na krevním toku cévami $\dot{V}_b^{(i,j)}$ [l/h] a rozdílu teplot krve $T_{ar}^{(i)}$ a oblasti tkáně $T^{(i,j)}$, kterou krev protéká.

$$\dot{Q}_b^{(i,j)} = \rho_b c_b \dot{V}_b^{(i,j)} (T^{(i,j)} - T_{ar}^{(i)}), \quad (7.14)$$

Krevní tok ve vnitřních částech člověka je v klidovém stavu téměř konstantní a je dán tzv. basálním krevním tokem $\dot{V}_{bas}^{(i,j)}$, jehož hodnoty jsou dány v tab. A.6 v příloze. Je to takový krevní tok, který umožňuje doručit dostatek kyslíku do jednotlivých tkání v klidovém stavu. V případě neklidového stavu, ať už kvůli namáhavější vykonávané činnosti, tj. mechanickou prací $\dot{Q}_W^{(i,j)}$ či svalovým třesem $\dot{Q}_{sh}^{(i,j)}$, lidské tělo vyžaduje doručit více kyslíku do svých jednotlivých částí. Dochází tedy rovněž k navýšení průtoku krve cévami a pro jednotlivé uzly (kromě uzlů pokožky) pak platí

$$\dot{V}_b^{(i,j)} = \dot{V}_{bas}^{(i,j)} + \left(\frac{\dot{Q}_W^{(i,j)} + \dot{Q}_{sh}^{(i,j)}}{1,16} \right) \quad (7.15)$$

Výše uvedená rovnice obsahuje předpoklad, že právě 1,16 W produkovaného tepelného výkonu (nepočítá se basální metabolické teplo) zapříčiní navýšení krevního toku o jeden litr za hodinu. V případě krevního toku v oblasti pokožky výše uvedený vztah neplatí, neboť do popředí se dostává vliv aktivního systému – vasodilatace a vasokonstrikce. Pro krevní tok pokožkou platí:

$$\dot{V}_b^{(i,4)} = \frac{\dot{V}_{bas}^{(i,4)} + (SKINV^{(i)} \cdot DL)}{1 + (SKINC^{(i)} \cdot ST)} \cdot km^{(i,4)}, \quad (7.16)$$

kde $SKINV^{(i)}$ a $SKINC^{(i)}$ jsou distribuční koeficienty vasodilatace a vasokonstrikce i-tého segmentu. ST a DL jsou kontrolní signály aktivního systému, viz rovnice (7.36) a (7.37).

$$km^{(i,4)} = 2^{Err^{(i,4)}/10} \quad (7.17)$$

je lokální součinitel, který dává do souvislosti míru vasomotorické odezvy a odezvy pocením. Jeho velikost je závislá na hodnotě chybového signálu $Err^{(i,4)}$, který popisuje vychýlení lokální

teploty pokožky z neutrálního stavu. Kontrolní signály a odezvy termoregulačního systému jsou součástí aktivního systému a podstatně zasahují i do pasivního systému, jejich popis je uveden v podkapitole 7.3. Fyziologický model – aktivní systém.

7.2.3 Tepelná výměna s okolím

Tepelná výměna mezi člověkem a okolím probíhá buď přímo z lidského těla: dýcháním, nebo na jeho povrchu: vedením, konvekcí, radiací – krátkovlnná a dlouhovlnná, vypařováním. Tepelné toky z povrchu lidského těla do okolí může člověk omezit oblečením, jehož nejdůležitějšími parametry jsou tepelný odpor oděvu a jeho prodyšnost.

Tepelná výměna konvekcí a radiací

Tepelná výměna konvekcí byla v původním Tanabeho modelu popsána konstantními součiniteli přestupu tepla určenými pomocí měření s tepelným manekýnem dle (Ichihara a kol., 1997). Další možností, jak vypočítat součinitele přestupu tepla, je využití CFD. Ve Svázaném modelu byly použity jednodušší empirické vztahy pro výpočet h_c dle měření (Silva a Coelho, 2002) a virtuální kalibrace pomocí CFD ověřené měřeními tepelným manekýnem (Nilsson, 2004), regresní koeficienty A , C , D pro jednotlivé části těla jsou uvedeny v tab. A.14 v příloze. Vztah (7.18) se vztahuje ke konkrétnímu segmentu a byl odvozen pro sedícího člověka. Alternativou k tomuto vztahu jsou empirické vztahy dle (de Dear a kol., 1996) či Fiala (1998), volba vztahu pro výpočet součinitele přestupu tepla má zásadní vliv na výsledek, další možnosti určení součinitelů je využití CFD, viz (Zhang a kol., 2009)⁹.

$$h_c^{(i)} = A^{(i)}v^{(i)} + C^{(i)} \cdot (T_{cl}^{(i)} - T_a^{(i)}) + D^{(i)}, \quad (7.18)$$

kde v [m/s] je rychlost proudění vzduchu v okolí člověka, T_{cl} je teplota vnějšího povrchu oděvu a (i) je index konkrétního segmentu.

Tepelná výměna radiací je řešena zvlášť pro krátkovlnnou a dlouhovlnnou radiaci. Pro zjednodušení popisu přenosu tepla dlouhovlnnou radiací lze zavést tzv. součinitele přenosu tepla radiací h_r . Jeho zavedením je Stefan-Boltzmannův zákon převeden na linearizovaný tvar $\dot{Q}_r^{(i)} = h_r^{(i)} \cdot (T_{cl}^{(i)} - T_o^{(i)}) \cdot A_{Du}^{(i)}$, který má obdobný tvar jako Newtonův ochlazovací zákon pro konvekci. Součinitel přenosu tepla radiací na povrchu člověka je definován jako

$$h_r^{(i)} = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot f_r^{(i)} \cdot \left(273,15 + \frac{T_{cl}^{(i)} + T_r^{(i)}}{2} \right)^3, \quad (7.19)$$

kde ε je emisivita povrchu okolních stěn (v simulacích $\varepsilon = 0,93$), $\sigma = 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ je Stefan-Boltzmannova konstanta, f_r je radiační faktor zohledňující vliv polohy lidského těla na přenos tepla radiací do okolí. Pro sedícího člověka $f_r = 0,73$, pro stojícího člověka $f_r = 0,7$. Hodnoty lokálního součinitele $f_r^{(i)}$ byly převzaty z publikace (de Dear, 1997) a jsou uvedeny v příloze v tab. A.15.

Přenos tepla krátkovlnnou radiací reprezentuje vliv slunečního záření na tepelnou bilanci na povrchu oděvu (pokud je neoblečen, tak přímo na povrchu lidského těla) a je popsán vztahem

⁹Autor působil podobně jako Dusan Fiala na univerzitě De Montfort, Leicester, Velká Británie, tj. jedná se pouze o shodu příjmení s autorkou modelu tepelného komfortu Hiu Zhang, která působí na univerzitě Berkeley, USA.

$$\dot{Q}_{sr}^{(i)} = \alpha \cdot \dot{q}_{sr}^{(i)} \cdot f_{cl}^{(i)} A_{Du}^{(i)}, \quad (7.20)$$

kde $\alpha = 1$ je absorptivita povrchu člověka, $\dot{q}_{sr}^{(i)}$ je intenzita slunečního záření dopadajícího na i -tý segment a $f_{cl}^{(i)} A_{Du}^{(i)}$ jeho plocha. $f_{cl}^{(i)}$ je součinitel zvětšení povrchu oděvem a vyjadřuje závislost tepelného odporu oděvu na jeho tloušťce, který je definován poměrem plochy neoděného člověka k ploše oděného viz rovnice (3.12). V případě, že segment není pokryt oděvem, platí $f_{cl}^{(i)} = 1$.

V Tanabeho modelu je vliv konvekce a dlouhovlnné radiace zahrnut do jedné veličiny tzv. operativní teploty

$$T_o^{(i)} = \frac{T_a \cdot h_c + T_r \cdot h_r}{h_c + h_r}, \quad (7.21)$$

kde T_r je střední radiační teplota a T_a je teplota okolního vzduchu. Součinitelé přestupu tepla radiací h_c a konvekci h_r jsou sloučeny do jednoho celkového součinitele přestupu tepla h_t , který je definován vztahem

$$\frac{1}{h_t^{(i)}} = R_{cl}^{(i)} + \frac{1}{f_{cl}^{(i)} (h_c^{(i)} + h_r^{(i)})}. \quad (7.22)$$

Tento vztah již v sobě zahrnuje vrstvu oděvu o daném tepelném odporu $R_{cl}^{(i)}$. Pro povrchovou teplotu oděvu pak platí

$$T_{cl}^{(i)} = T^{(i,4)} - R_{cl}^{(i)} \dot{Q}_{cl}^{(i)} / A_{Du}^{(i)}, \quad (7.23)$$

kde $\dot{Q}_{cl}^{(i)}$ je tepelný tok vedením skrz oděv, který je roven suchým tepelným ztrátám konvekci a radiací $\dot{Q}_c^{(i)} + \dot{Q}_r^{(i)}$. Rovnice (7.24) popisuje sdílení citelného tepla (tzv. suchá tepelná výměna) na povrchu lidského těla, ať už pokožky či oděvu. Citelné teplo pochází z okolních povrchů interiéru, proudění okolního vzduchu a dopadajícího slunečního záření.

$$\dot{Q}_{cl}^{(i)} = \dot{Q}_c^{(i)} + \dot{Q}_r^{(i)} = h_t^{(i)} \cdot (T^{(i,4)} - T_o^{(i)}) \cdot A_{Du}^{(i)} + \dot{Q}_{sr}^{(i)} \quad (7.24)$$

$A_{Du} = 0,007184 \cdot hmotnost[kg]^{0,425} \cdot výška[cm]^{0,725}$ je plocha lidského těla dle (Du Bois a Du Bois, 1916), $\dot{Q}_{sr}$ je absorbované sluneční záření.

Tepelná výměna vedením – kontakt

Vedení je specifický případ tepelné výměny, neboť k němu je zapotřebí, aby část lidského těla byla v kontaktu s nějakým okolním povrchem. Pokud tomu tak je, tak v tom případě již na této části těla nedochází k ostatním druhům povrchové tepelné výměny a teplo z povrchu člověka je odváděno pouze vedením. Pak tepelný tok vedením skrz oděv $\dot{Q}_{cl}^{(i)}$ je roven $\dot{Q}_{contact}^{(i)}$, tj. namísto rovnice (7.24) je pro výpočet tepelného toku vedením použita rovnice (7.25), ve které vystupuje rozdíl povrchové teploty člověka a teploty kontaktní plochy.

$$\dot{Q}_{contact}^{(i)} = \frac{T_{contact}^{(i)} - T_{cl}^{(i)}}{R_{contact}^{(i)}} \cdot A_{contact}^{(i)}, \quad (7.25)$$

kde $R_{contact}^{(i)}$ je tepelný odpor kontaktního povrchu, $A_{contact}^{(i)}$ je jeho plocha a $T_{contact}^{(i)}$ je její teplota.

Tepelná výměna vypařováním

Vypařování je difúzní děj probíhající v povrchové vrstvě pokožky člověka případně na jejím povrchu, který odebírá teplo na skupenskou přeměnu vlhka (voda a pot) v páru. Aniž si to uvědomujeme, dochází k tzv. suchému pocení, které je důsledkem přirozené vlhkosti pokožky. V případě vystavení lidského těla vlivům teplého či horkého prostředí je aktivována termoregulace pocením a dochází tak k značnému zvýšení produkce potu. Jedná se o nejúčelnější prostředek člověka jak zabránit přehřátí organismu. Účinek termoregulace pocením je dán množstvím odpařeného potu na povrchu člověka, který do jisté míry závisí na jeho produkci, ale kromě toho také na množství potu ulpěného na pokožce, neboť lidská pokožka má schopnost na svém povrchu akumulovat jisté množství potu. Dle (Jones a Ogawa, 1992) je horní hranicí akumulační schopnosti pokožky udržet 35 g/m² potu. Pokud je tato mez překročena, další množství produkovaného potu už stéká z pokožky pryč, aniž by se odpařila, čímž je zastaven nárůst chladicího účinku. Ve Svázaném modelu je míra pokrytí pokožky potem sledována pomocí veličiny „skin wettedness” w , která je definována jako poměr mezi aktuálním vypařováním a maximálním možným vypařováním z pokožky $\dot{Q}_e^{(i,4)} / \dot{Q}_{e,max}^{(i,4)}$. Pokud w dosáhne 1, znamená to, že je pokožka úplně pokryta potem a z člověka začne pot stékat. Za komfortní hodnoty lze považovat $w < 0,3$ (Gagge, 1969).

Tepelný tok vypařováním se tedy skládá ze samovolného vypařování z vlhké pokožky tzv. suché pocení $\dot{Q}_{de}^{(i,4)}$, a z vypařování ulpěného potu na pokožce tzv. mokré pocení $\dot{Q}_{sw}^{(i,4)}$.

$$\dot{Q}_e^{(i,4)} = \dot{Q}_{de}^{(i,4)} + \dot{Q}_{sw}^{(i,4)} \quad (7.26)$$

Tepelný tok odváděný mokrým pocením je řízen aktivním systémem člověka a je dán vztahem (7.35). Tepelný tok odváděný suchým pocením je dán vztahem

$$\dot{Q}_{de}^{(i,4)} = 0,06 \cdot \left(1 - \frac{\dot{Q}_{sw}^{(i,4)}}{\dot{Q}_{e,max}^{(i,4)}} \right) \cdot \dot{Q}_{e,max}^{(i)}, \quad (7.27)$$

kde konstanta 0,06 vyjadřuje předpoklad, že suchým pocením odchází 6 % z maximálního možného tepelného toku vypařováním $\dot{Q}_{e,max}^{(i)}$ (Brebner, a kol., 1956). Tato hodnota závisí na daném prostředí, tj. na součiniteli přestupu tepla vypařováním z povrchu pokožky do okolí h_e [W/m²kPa], na relativní vlhkosti okolního vzduchu neboli na rozdílu mezi tlakem sytých vodních par p_{sk}'' [kPa] a tlaku vodních par v okolním vzduchu p_a [kPa].

$$\dot{Q}_{e,max}^{(i)} = h_e^{(i)} \cdot (p_{sk}''^{(i)} - p_a^{(i)}) \cdot A_{Du}^{(i)} \quad (7.28)$$

Tlak sytých vodních par v blízkosti pokožky p_{sk}'' je funkcí teploty pokožky $T^{(i,4)}$ a lze jej spočítat dosazením $T^{(i,4)}$ do rovnice (5.23).

Hodnota součinitele přestupu tepla vypařováním h_e je ovlivněna okolním prostředím: součinitelem přestupu tepla konvekce h_c [W/m²K] a vlastnostmi oblečení:

prodyšností oděvu i_{cl} , tj. propustnost vody a vodní páry, faktorem zvětšení povrchu oděvem f_{cl} a tepelným odporem $R_{cl}=0,155 I_{cl}$, [m²K/W], kde I_{cl} je tepelný odpor oděvu v clo.

$$h_e^{(i)} = \frac{LR \cdot i_{cl}^{(i)}}{R_{cl}^{(i)} + f_{cl} \frac{i_{cl}^{(i)}}{h_c^{(i)}}} \quad (7.29)$$

Konstanta LR je tzv. Lewisův poměr vyjadřující poměr mezi součiniteli přestupu tepla vypařováním a konvekcí (h_e/h_c), pro vzduch je jeho hodnota přibližně $LR = 16,5$ [°C/kPa] viz normy (American Society of Heating, 2001).

Tepelná výměna dýcháním

Dýchání odvádí/přivádí teplo a vlhkost dýchacím traktem do plic, které přísluší jádru segmentu Hrud' ($i = 2, j = 1$). Dýchání v sobě zahrnuje přenos tepla konvekcí a vypařováním, jejich popis v rovnici (7.30) je převzat z Tanabeho modelu, který popis tepelné výměny dýcháním převzal pro změnu z Fangerova PMV modelu, viz poslední rovnice v (3.9).

$$\dot{Q}_{res}^{(2,1)} = (0,0014 \cdot (34 - T_a^{(1)}) + 0,017 \cdot (5,867 - p_a^{(1)})) \cdot \sum_{i=1}^{16} \sum_{j=1}^4 \dot{Q}^{(i,j)}, \quad (7.30)$$

kde $T_a^{(1)}$ [°C] je teplota okolního vzduchu a $p_a^{(1)}$ [kPa] je tlak vodních par v okolí oblasti hlavy člověka. Tepelné ztráty dýcháním jsou tedy přímo úměrné celkové produkci tepla člověka, která je vyjádřena dvojitou sumou přes i segmentů a j vrstev.

7.3 Fyziologický model – aktivní systém

Jak již bylo vidět v předešlé podkapitole, bilanční rovnice pasivního systému obsahují regulační funkce aktivního systému. Aktivní systém popisuje termoregulační mechanismy a jejich řízení nervovým systémem, jeho nervová zakončení, termoreceptory chladu a tepla v pokožce a vnitřních orgánech. Podněty termoreceptorů jsou vyhodnocovány v hypotalamu a následně jsou odesílány termoregulační signály do jednotlivých částí lidského těla, kde jsou tyto signály zpracovány a spuštěny příslušné termoregulační odezvy: vasodilatace, vazokonstrikce, svalový třes a pocení.

Hypotalamus funguje jako termostat, jehož úkolem je udržovat vnitřní teplotu v rozmezí 36,5 až 37 °C, tak aby byla zajištěna správná funkce důležitých lidských orgánů. Hlavním impulsem pro hypotalamus jsou tzv. „chybové“ signály $Err^{(i,j)}$ přenášející informaci o velikosti teplotní výchylky aktuální teploty dané části lidského těla vůči teplotě téže části v neutrálním stavu $T_{set}^{(i,j)}$. Hodnoty teplot pokožky ale i tkání člověka v neutrálním stavu dle Tanabeho modelu je uvedena v tab. A.3 v příloze.

$$Err^{(i,j)} = T^{(i,j)} - T_{set}^{(i,j)} \quad (7.31)$$

$$Wrm^{(i,j)} = \begin{cases} Err^{(i,j)} & \text{pro } Err^{(i,j)} \geq 0 \\ 0 & \text{pro } Err^{(i,j)} < 0 \end{cases} \quad Cld^{(i,j)} = \begin{cases} 0 & \text{pro } Err^{(i,j)} \geq 0 \\ -Err^{(i,j)} & \text{pro } Err^{(i,j)} < 0 \end{cases} \quad (7.32)$$

Lidské tělo vyhodnocuje zvlášť pocit tepla a chladu pomocí tepelných a chladových tělísek.

$Wrm^{(i,j)}$ reprezentuje „chybový“ signál na teplo a $Cld^{(i,j)}$ na chlad. Tyto lokální signály jsou integrovány do dvou celkových signálů $Clds$, $Wrms$, které jsou důležitým podnětem pro hypotalamus při aktivaci termoregulačních odezev – svalový třes Ch , pocení E_{sw} , vasokonstrikce ST a vasodilatace DL , viz rovnice (7.34) až (7.37). Všechny odezvy jsou uvažovány s kladným znaménkem, pokud ve výpočtu vychází záporné znaménko, pak je hodnotě přiřazena 0 (viz funkce *Negis0* v kódu modelu). Důležitost jednotlivých lokálních signálů je dána váhovými koeficienty $SKINR^{(i)}$, viz tab. A.9 v příloze.

$$Clds = \sum_{i=1}^{16} [SKINR^{(i)} \cdot Wrm^{(i,4)}] \quad Wrms = \sum_{i=1}^{16} [SKINR^{(i)} \cdot Cld^{(i,4)}] \quad (7.33)$$

Svalový třes $\dot{Q}_{sh}^{(i,2)}$ je projevem aktivního systému jako obranná reakce proti prochladnutí organismu.

$$\dot{Q}_{sh}^{(i,2)} = [-C_{sh} \cdot Err^{(1,1)} + S_{sh} \cdot (Wrms - Clds) + P_{sh} \cdot Cld^{(1,1)} \cdot Clds] \cdot Chilf^{(i)}, \quad (7.34)$$

kde C_{sh} , S_{sh} , P_{sh} jsou koeficienty charakterizující sílu projevu svalového třesu. $Chilf^{(i)}$ je distribuční koeficient vyjadřující, jakou měrou se podílí jednotlivý segment na svalovém třesu. Zbývající parametry jsou podněty nervového systému vyjadřující míru vychýlení lidského těla z neutrálního stavu (optimální tepelné rovnováhy).

Pocení $\dot{Q}_{sw}^{(i,4)}$ je projevem aktivního systému jako obranná reakce proti přehřátí organismu.

$$\dot{Q}_{sw}^{(i,4)} = [C_{sw} Err^{(1,1)} + S_{sw} (Wrms - Clds) + P_{sw} Wrm^{(1,1)} \cdot Wrms] \cdot SKINS^{(i)} \cdot km^{(i,4)}, \quad (7.35)$$

kde C_{sw} , S_{sw} , P_{sw} jsou regresní koeficienty aktivního systému vztahující se k pocení. C_{sw} reprezentuje signál z termoreceptorů v jádře (v orgánech), S_{sw} z nervových zakončení v pokožce a P_{sw} v hypotalamu. $SKINS^{(i)}$ je distribuční koeficient pocení i-tého segmentu a $km^{(i,4)}$ je lokální součinitel, který dává do souvislosti míru vasomotorické odezvy a odezvy pocením v závislosti na vychýlení lokální teploty pokožky $Err^{(i,4)}$ z neutrálního stavu $T_{set}^{(i,4)}$ viz rovnice (7.31).

Vasokonstrikce je projevem aktivního systému jako obranná reakce proti prochladnutí organismu.

$$ST = -C_{st} \cdot Err^{(1,1)} - S_{st} \cdot (Wrms - Clds) + P_{st} \cdot Cld^{(1,1)} \cdot Clds, \quad (7.36)$$

kde C_{st} , S_{st} , P_{st} jsou regresní koeficienty aktivního systému vztahující se k vasokonstrikci. C_{st} reprezentuje signál z termoreceptorů v jádře (v orgánech), S_{st} z nervových zakončení v pokožce a P_{st} z hypotalamu.

Vasodilatace je projevem aktivního systému jako obranná reakce proti přehřátí organismu.

$$DL = C_{dl} \cdot Err^{(1,1)} + S_{dl} \cdot (Wrms - Clds) + P_{dl} \cdot Wrm^{(1,1)} \cdot Wrms \quad (7.37)$$

kde C_{dl} , S_{dl} , P_{dl} jsou regresní koeficienty aktivního systému vztahující se k vasodilataci. C_{dl} reprezentuje signál z termoreceptorů v jádře (v orgánech), S_{dl} z nervových zakončení v pokožce a P_{dl} v hypotalamu.

Hodnoty koeficientů C_{sh} , S_{sh} , P_{sh} , C_{sw} , S_{sw} , P_{sw} , C_{st} , S_{st} , P_{st} , C_{dl} , S_{dl} , P_{dl} popisující termoregulaci Tanabeho modelu jsou uvedeny v tab. A.8 v příloze.

7.4 Model tepelného komfortu

Základní charakteristika modelu tepelného komfortu dle Zhang byla uvedena již v podkapitole 3.5.3. V následujících podkapitolách je uveden úplný popis jednotlivých částí nejnovější verze modelu dle Zhang (Zhang a kol., 2010a, Zhang a kol., 2010b, Zhang a kol., 2010c). Model se skládá z regresních funkcí pro výpočet lokálního a celkového tepelného pocitu a pro výpočet lokálního a celkového tepelného komfortu. Regresní funkce obsahují celou řadu regresních koeficientů, jejichž hodnoty jsou uvedeny souhrnně v tabulkách v příloze A-3.

7.4.1 Lokální tepelný pocit

Lokální tepelný pocit $S_l^{(i)}$ je základní veličinou modelu tepelného komfortu Zhang. Zbývající veličiny celkový tepelný pocit S_o , lokální tepelný komfort $C_l^{(i)}$ a celkový tepelný komfort C_o jsou odvozeny z lokálních tepelných pocitů jednotlivých částí lidského těla. Nabývají hodnot v rozmezí od -4 do +4 a jejich interpretace je uvedena na obr. 3.9. Lokální tepelný pocit se skládá ze dvou samostatných členů: statického tepelného pocitu a dynamického tepelného pocitu.

$$S_l^{(i)} = S_{static}^{(i)} + S_{dynamic}^{(i)} . \quad (7.38)$$

Statický člen lokálního tepelného pocitu je ovlivněn tím, nakolik se liší aktuální teplota pokožky od teploty pokožky v neutrálním stavu (veličiny s indexem 0). Jeho velikost je dána vztahem

$$S_{static}^{(i)} = 4 \cdot \left(\frac{2}{1 + \exp[-C_1 \cdot (T_{sk}^{(i)} - T_{sk,0}^{(i)}) - K_1 \cdot [(T_{sk}^{(i)} - T_{sk,m}) + (T_{sk,0}^{(i)} - T_{sk,m,0})]]} - 1 \right) , \quad (7.39)$$

kde $T_{sk}^{(i)}$ a $T_{sk,m}$ jsou aktuální hodnoty lokální a střední teploty pokožky. $T_{sk,0}^{(i)}$ je lokální teplota pokožky v neutrálním stavu, která reprezentuje hranici mezi vnímáním chladu a tepla a její hodnoty pro jednotlivé segmenty jsou dány hodnotami uvedenými v tab. A.10 v příloze. $T_{sk,m,0}$ je střední teplota pokožky neutrálního stavu a C_1 a K_1 jsou regresní koeficienty modelu Zhang.

Dynamický člen lokálního tepelného pocitu závisí jednak na teplotě pokožky (její časové derivaci $dT_{sk}^{(i)}/dt$) a také na časové derivaci vnitřní teploty $dT_{co}^{(i)}/dt$. Časové derivace teplot získané jako výstup z modifikovaného Tanabeho modelu mají jednotku $[^{\circ}\text{C}/\text{h}] = 1/3600$ $[^{\circ}\text{C}/\text{s}]$, neboť Svázaný model, podobně jako Tanabeho, má základní časovou jednotku hodinu, oproti modelu dle Zhang, který byl odvozen pro sekundy.

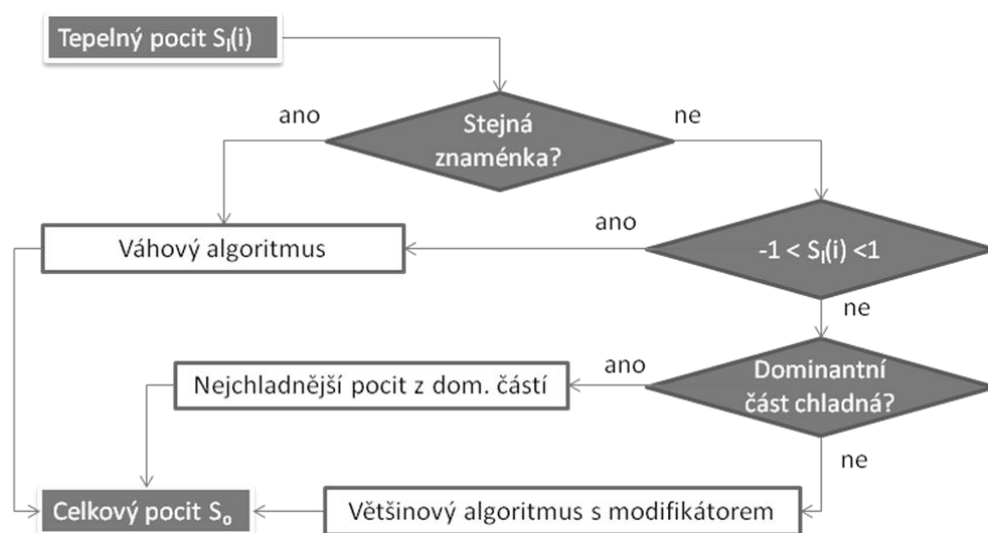
$$S_{dynamic}^{(i)} = \left(C_{21} \cdot \frac{dT_{sk}^{(i)}}{dt^{(-)}} + C_{22} \cdot \frac{dT_{sk}^{(i)}}{dt^{(+)}} + C_3 \cdot \frac{dT_{co}^{(i)}}{dt} \right) \cdot \frac{1}{3600}, \quad (7.40)$$

C_{21} , C_{22} , C_3 jsou regresní koeficienty. Pokud teplota $T_{sk}^{(i)}$ stoupá, pak časová derivace teploty pokožky $\frac{dT_{sk}^{(i)}}{dt^{(+)}}$ je nenulová, respektive pokud teplota klesá $T_{sk}^{(i)}$, $\frac{dT_{sk}^{(i)}}{dt^{(-)}}$ je nenulová.

7.4.2 Celkový tepelný pocit

Škála celkového tepelného pocitu S_o je stejná jako škála lokálního tepelného pocitu. V původním modelu publikovaném v disertační práci (Zhang, 2003) byl celkový tepelný pocit počítán pomocí váhových koeficientů jednotlivých částí lidského těla a výsledkem byla spojitá funkce. Nejpodstatnější změna aktualizovaného modelu (Zhang a kol., 2010b) spočívá v nahrazení váhového přístupu novým algoritmem. Na obr. 7.2 je uvedeno schéma trojcestného algoritmu, který zohledňuje skutečnost, že vnímání celkového tepelného pocitu nemusí být spojitý proces. Např. v případě, že se náhle ochladí pod únosnou mez (-1) některá z dominantních částí lidského těla, přepne se výpočet algoritmu do jiné větve a tím může dojít ke skokové změně celkového tepelného pocitu a následně i komfortu.

Vstupem do algoritmu jsou jednotlivé lokální tepelné pocity, které jsou nejdříve rozděleny dle znaménka na kladné (teplé) a záporné (chladné). Tepelné pocity s převládajícím znaménkem definují většinovou skupinu BG (biggergroup) o průměrném tepelném pocitu $S_{o,BG}$ a ty zbývající definují menšinovou skupinu SG (smallergroup) o průměrném tepelném pocitu $S_{o,SG}$. Obecně většinová skupina tvoří celkový tepelný pocit a menšinová působí proti ní a může ji případně i ovlivnit. Algoritmus je nazván trojcestný, neboť obsahuje tři různé způsoby výpočtu (algoritmy) celkového tepelného pocitu. V následujícím odstavci je popsán algoritmus výpočtu celkového tepelného pocitu a jeho jednotlivá větvení 1., 2., 3., které rozhodují o tom, jaký ze způsobů výpočtu je právě zvolen.



Obr. 7.2 – Schéma trojcestného algoritmu pro výpočet celkového tepelného pocitu dle (Zhang a kol., 2010b)

Větvení

- Jsou všechny lokální tepelné pocity téhož znaménka?
 - Pokud ano, vypočte se celkový tepelný pocit pomocí „váhového algoritmu“.
 - V případě, že se vyskytnou opačná znaménka, přejde výpočet celkového tepelného pocitu do 2. větvení algoritmu.
- Jsou všechny lokální tepelné pocity menšinové skupiny blízko neutrálnímu pocitu, tj. platí pro ně $-1 \geq S_i^{(i)} \geq 1$?
 - Pokud ano, spočte se z většinové skupiny celkový tepelný pocit pomocí „váhového algoritmu“ a vliv menšinové skupiny se zanedbá.
 - Pokud nejsou, přejde výpočet celkového tepelného pocitu do 3. posledního větvení algoritmu.
- Je nějaká z dominantních částí chladná, tj. lokální pocit dominantní části je menší než -1?
 - Pokud ano, tak nechladiější pocit z dominantních částí určuje celkový tepelný pocit.
 - Pokud ne, vypočte se celkový tepelný pocit dle většinového algoritmu s modifikátorem.

Váhový algoritmus – jedná se o výpočet celkového tepelného pocitu na základě váženého průměru lokálních tepelných pocitů patřících do většinové skupiny. Pokud se ve většinové skupině nacházejí alespoň velmi chladné $S_{I,BG}^{(3rd\ min)} < -2$, či teplé $S_{I,BG}^{(3rd\ max)} > +2$ tepelné pocity, pak jsou pro výpočet celkového tepelného pocitu použity pouze 1. a 3. nejextrémnější lokální pocity.

$$S_o = 0,38 \cdot \min^{1st}(BG) + 0,62 \cdot \min^{3rd}(BG), \text{ resp. } S_o = 0,5 \cdot \max^{1st}(BG) + 0,5 \cdot \max^{3rd}(BG) \quad (7.41)$$

Při výběru skupiny tří nejextrémnějších pocitů se nepočítají dvakrát chodidla ani ruce. Pokud se objeví mezi třemi nejextrémnějšími pocity obě chodidla, či obě ruce, počítá se pouze ten pocit, jehož absolutní hodnota je větší. Vynechaný pocit chodidla či ruky je ve vybrané skupině doplněn o tepelný pocit další v pořadí. Pokud se ve většinové skupině nenacházejí alespoň tři velmi chladné či teplé pocity, je celkový tepelný pocit vypočten na základě váženého průměru lokálních tepelných pocitů patřících do většinové skupiny, kde váhové koeficienty pro jednotlivé části těla jsou uvedeny v tab. A.11 v příloze.

Nejchladiější tepelný pocit z dominantních částí – se stane určujícím lokálním tepelným pocitem, který udává zároveň i celkový tepelný pocit. Mezi dominantní části lidského těla patří hrud', záda a pánev.

Většinový algoritmus s modifikátorem – dle „váhového algoritmu“ se z většinové skupiny BG vypočte určující tepelný pocit $S_{o,BG}$, který je korigován tepelnými pocity s opačným znaménkem, viz rovnice (7.42). Síla korekce je dána dvěma v absolutní hodnotě největšími modifikátory tepelných pocitů menšinové skupiny SG. Modifikátor s největší abs. hodnotou $\max^{1st}(S_{o,modifier})$ přispívá ke korekci 100 % své hodnoty a druhý největší $\max^{2nd}(S_{o,modifier})$ přispívá ke korekci již jen 10 % své hodnoty. Modifikátory menšinové skupiny jsou definovány na základě jednotlivých tepelných pocitů skupiny SG dle vztahu $S_{o,modifier} = a \cdot (\Delta S_i - c) + b$. Hodnoty regresních koeficientů a , b , c jsou pro jednotlivé části

těla uvedeny v tab. A.12 v příloze. Při výpočtu korekce jsou opět obě ruce a obě chodidla sloučeny do jedné části chodidel a rukou. Jejich výsledné tepelné pocity udává buď pravé či levé chodidlo/ruka podle toho, kde je vnímán v absolutní hodnotě větší tepelný pocit.

$$S_o = S_{o,BG} + \max^{1st}(S_{o,modifier}) + 0,1 \cdot \max^{2nd}(S_{o,modifier}) \quad (7.42)$$

Důležitým poznatkem o celkovém tepelném pocitu, který nejnovější model dle Zhang zohledňuje je to, že člověk je různě citlivý na chladné a teplé lokální tepelné pocity a pro vnímání neutrálního celkového tepelného pocitu, není nezbytné, aby lokální tepelné pocity byly všechny neutrální a nabývaly hodnot kolem $S_l^{(i)}=0$. Více podrobností o modelu celkového tepelného pocitu lze nalézt v (Zhang a kol., 2010b).

Naopak rozdílné tepelné pocity a jejich nerovnoměrné rozložení způsobené nehomogenním prostředím a hlavně jejich mírná proměnlivost mohou poskytovat lepší celkový tepelný komfort, než mohou poskytnout homogenní stacionární podmínky prostředí, např. lehké cyklické ovívání ventilátorem apod. Více o tepelném komfortu a způsobu jeho vyhodnocení je v následujících dvou podkapitolách.

7.4.3 Lokální tepelný komfort

Lokální tepelný komfort $C_l^{(i)}$ vypovídá o tom, jak člověk vnímá tepelné pocity na jednotlivých částech lidského těla v kontextu s celkovým tepelným pocitem. Nabývá hodnot v rozmezí od -4 do +4, a jejich interpretace je následující: hodnota -4 znamená velmi nepohodlně, 0 je hranicí mezi komfortem a diskomfortem, hodnota +4 znamená velmi pohodlně, viz obr 3.9. Komfort vyjadřuje, zdali se člověk cítí pohodlně, tj. hlavní otázkou je, zdali je potřeba změna prostředí (záporný komfort) či nikoliv (kladný komfort). Model lokálního tepelného komfortu dle Zhang vyjadřuje pocit uspokojení z vnímaných tepelných pocitů. Pokud některá část, která byla příliš teplá/studená, byla zchlazena/zahřátá, vyvolává to pocity úlevy a spokojenosti a tedy i komfortu. Spokojenost se změnou tepelného pocitu je hlavním rysem dynamického vnímání tepelného komfortu člověkem. Dle Zhang lze ve stabilních stacionárních podmínkách dosáhnout nejvýše hodnoty lokálního tepelného komfortu $C_l^{(i)}=+2$. Pokud ovšem dochází k transienční změně okolních podmínek a tato změna je vítanou změnou a je vnímána velmi pozitivně, pak dosáhne tepelný komfort okamžitě maximální hodnoty +4. Avšak s plynoucím časem od této vítané změny okolního prostředí dynamický jev komfortu postupně vymizí a ustálí se opět na hodnotě +2.

Zhang rozlišuje odlišné vnímání lokálního tepelného komfortu v případě chladných a teplých pocitů, tudíž jsou pro každou část těla uvažovány rozdílné regresní koeficienty C_{71} , C_{72} , C_{31} , C_{32} pro vnímání chladu a tepla. Lokální tepelný komfort závisí kromě lokálního tepelného pocitu také na celkovém tepelném pocitu S_o . Výpočet celkového tepelného komfortu je docela náročný na zápis. Aby se zápis vztahu stal více čitelným, je uveden napřed obecný vztah (7.43), který obsahuje substituční parametry uvedené ve vztazích (7.44).

$$C_i^{(i)} = (F + D) \cdot |E|^{C_9} + A, \quad (7.43)$$

kde činitelé A, B, C, D, E, F jsou substituční členy a $C_6, C_9(=n)$ jsou regresní koeficienty.

$$\begin{aligned} A &= C_6 + C_{71} \cdot |S_0^-| + C_{72} \cdot |S_0^+|, & C &= \frac{-4 - A}{|-4 + B|^{C_9}}, & E &= S_i + B, \\ B &= C_8 + C_{31} \cdot |S_0^-| + C_{32} \cdot |S_0^+|, & D &= \frac{-4 - A}{|4 + B|^{C_9}}, & F &= \frac{(C - D)}{e^{25E} + 1} \end{aligned} \quad (7.44)$$

Rovnice (7.43) umožňuje překročit limit škály tepelného komfortu ± 4 , pokud se tak stane, je automaticky přiřazena hodnota limitní hodnoty škály, tj. -4 či $+4$. Regresní koeficienty použité pro výpočet celkového tepelného komfortu jsou uvedeny v tab. A.13 v příloze.

7.4.4 Celkový tepelný komfort

Celkový tepelný komfort C_o vyjadřuje míru spokojenosti s okolním tepelným prostředím. Jeho výpočet závisí pouze na lokálním tepelném komfortu $C_i^{(i)}$ a je definovaný na totožné stupnici. Algoritmus výpočtu celkového tepelného komfortu je v současné podobě modelu založen na pravidlech:

Pravidlo 1: Celkový tepelný komfort se rovná průměrné hodnotě dvou nejmenších lokálních komfortů, za předpokladu, že neplatí pravidlo 2.

Pravidlo 2: Jestliže je splněno některé z kritérií

- a) člověk má kontrolu nad prostředím, ve kterém se nachází,
- b) okolní podmínky jsou transienční,

pak se celkový komfort vypočte jako průměr dvou nejmenších lokálních komfortů a maximálního lokálního komfortu.

7.5 Svázání fyziologického modelu s modelem tepelného komfortu

Fyziologický model vychází z Tanabeho modelu, který byl modifikován, viz podkapitola 7.1 a implementovány společně s modelem dle Zhang do jazyka Modelica. Propojením modifikovaného Tanabeho modelu s modelem dle Zhang vznikl Svázaný model tepelného komfortu, viz obr. 7.1. Svázání modelů si však vyžádalo jedno drobné zjednodušení, neboť v průběhu řešení bylo zjištěno, že fyziologická část modelu založená na Tanabeho modelu neposkytuje dostatečně přesnou teplotu jádra v chladných prostředích, čímž by byla zanesena do rovnice (7.40) zásadní chyba. (Zhang, 2003) ve svých měřeních pozorovala, že při ochlazování některých částí lidského těla (hrudí, záda, pánev a tvář) dochází k dočasnému nárůstu vnitřní teploty. Tuto skutečnost fyziologický model nebyl schopen postihnout a navíc se ukázalo, že teplota jádra je příliš ovlivněna okolním chladným prostředím. Z tohoto důvodu byla ze Svázaného modelu tepelného komfortu vypuštěna závislost lokálního

tepelného pocitu na změně vnitřní teploty $C_3 \cdot \frac{dT_{co}^{(i)}}{dt}$, viz rovnice (7.40), tj. koeficient C_3 byl zvolen pro všechny části lidského těla jako nulový. Vzhledem k tomu, že v modelu Zhang byl koeficient C_3 nenulový pouze pro oblast hlavy, hrudi, zad a pánve, se jeví tato modifikace

jako přípustná a jak se ukázalo z porovnání výsledků, i nutná. Při propojování modelů byly učiněny následující předpoklady:

- Modely jsou propojeny pouze prostřednictvím lokálních teplot pokožky a jejich časových derivací (nikoliv pomoci teploty jádra a jeho derivace, jak je uvedeno v modelu dle Zhang).
- Jelikož Tanabeho model se skládá z 16 segmentů a model Zhang vyhodnocuje tepelný komfort pro 19 částí lidského těla, bylo nutné nějak sjednotit předávané hodnoty teplot. Oblasti zátylku/temene hlavy, tváře, úst a krku v modelu Zhang nejsou rozlišovány u fyziologického Tanabeho modelu. Proto těmto částem byla přiřazena stejná povrchová teplota hlavy a jejího jádra, které jsou predikovány modifikovaným Tanabeho fyziologickým modelem.
- Střední teplota pokožky modifikovaného Tanabeho modelu byla spočtena jako vážený průměr teplot pokožky jednotlivých segmentů, kde váhou jsou jednotlivé plochy segmentů, viz rovnice (7.5). Zhang svůj model odvodila pro střední teplotu pokožky určenou sedmibodovou metodou podle Duboise, viz rovnice (3.19). Obě tyto metody jsou považovány za ekvivalentní.
- Střední a lokální teploty pokožky v neutrálním stavu reprezentující hranici mezi vnímáním chladu a tepla byly převzaty z Tanabeho modelu (tab. A.3 v příloze), a nahradily tak hraniční teploty v modelu Zhang. Důvodem bylo sjednocení neutrálního stavu modelu, neboť model dle Zhang má hraniční hodnoty o něco vyšší, což by vedlo v neutrálním stavu k vnímání chladu.
- Tanabeho model je zadán v hodinách, oproti modelu Zhang, který pracuje se sekundami, tj. při propojování modelů byly přepočteny časové derivace teplot, viz rovnice (7.40).

Svázaní fyziologického modelu a modelu tepelného komfortu umožňuje na základě znalostí podmínek okolního prostředí, oblečení a vykonávané činnosti člověka predikovat tepelný pocit a komfort.

8 VALIDACE SVÁZANÉHO MODELU TEPELNÉHO KOMFORTU

V této kapitole je prezentována validace Svázaného modelu tepelného komfortu, který byl vytvořen v jazyce Modelica. Jedná se o kombinaci modifikovaného Tanabeho fyziologického modelu a modelu tepelného komfortu dle Zhang. Svázaný model byl validován na základě experimentálních dat dostupných v literatuře. Byly vybrány experimenty popisující vývoj tepelného stavu člověka v různých prostředích. Experimenty poskytly data o střední teplotě pokožky, teplotě pokožky některých částí lidského těla, metabolické produkci tepla, o tepelných ztrátách vypařováním apod.¹⁰, navíc v několika experimentech byl vyhodnocován i celkový tepelný pocit člověka.

Svázaný model byl otestován pro studené, chladné, neutrální, teplé a horké prostředí v rozmezí teplot od 5 °C do 48 °C, pro klidně sedícího člověka (0,8 met), stojícího člověka i pro náročnější lidské činnosti až do hodnoty 9 met. Model byl testován jak pro konstantní podmínky prostředí, tak i proměnlivé a také pro různé druhy oděvu (bez oděvu 0 clo, různé varianty letního oděvu 0,6 clo). Většina experimentů byla vybrána z validačního manuálu Fialova modelu od firmy (P+Z, 2011b), které obsahují mimo jiné výsledky validace Fialova modelu pocházející z disertační práce (Fiala, 1998). Jelikož Fialův model patří mezi nejuznávanější modely fyziologie a tepelného komfortu člověka, byla predikce Svázaného modelu srovnána nejen s experimentálními daty, ale právě také s predikcí původního Fialova modelu¹¹. Vzhledem ke složitosti problematiky lidské fyziologie a psychiky lze očekávat, že experimentální data, predikce Fialova a Svázaného modelu se mohou v některých případech lišit. A to kvůli různé konstituci lidského těla, počtu segmentů, popisu termoregulace, jinému principu vyhodnocování tepelného pocitu apod. Výsledná střední teplota pokožky je počítána jak u Fialova, tak i Tanabeho modelu jako vážený průměr povrchových teplot jednotlivých segmentů, kde váhový koeficient je plocha jednotlivých segmentů. Celkový tepelný pocit je ve Svázaném modelu vypočítán dle modelu Zhang, oproti Fialovu indexu DTS. Modely mají odlišné stupnice tepelných pocitů: Fiala používal standardní 7 bodovou stupnici ASHRAE, kdežto Zhang používá tzv. rozšířenou 9 bodovou stupnici. Ovšem obě stupnice mají společné hodnoty a lze je tedy porovnávat přímo bez dalších přepočtů.

Jednotlivé validační scénáře jsou rozděleny do podkapitol dle typu okrajových podmínek prostředí:

- homogenní stacionární okrajové podmínky (podkapitola 8.1)
- homogenní transientní okrajové podmínky (podkapitola 8.2)
- nehomogenní okrajové podmínky (podkapitola 8.3)

V těchto podkapitolách jsou prezentovány a okomentovány výsledky validace Svázaného modelu a v poslední podkapitole 8.3.4 jsou shrnuty poznatky o zjištěných limitech modelu.

¹⁰ Výsledky dalších veličin Svázaného modelu, které nejsou prezentovány v této kapitole (např. lokální tepelné pocity, ostatní lokální teploty pokožky ztráty dýcháním apod.) jsou uloženy ve výstupních souborech modelu, které jsou součástí elektronické přílohy AllVariables.csv.

¹¹ Experimentální data a výsledky Fialova modelu sloužící k validaci Svázaného modelu byla získána z grafů uvedených v ENGINEERING, P. Z. (2011b) Theseus-FE. Validations Version 4.0.) Munich. pomocí programu Eingauge, který umožňuje převést funkce v grafu na tabulku hodnot.

V první podkapitole jsou uvedeny scénáře zaměřené jak na výsledný tepelný stav člověka po určité době,

- Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 30\text{ °C}$) – bez oděvu (ustálený tepelný stav)
- Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 25,5\text{ °C}$) – letní oděv (tepelný stav po 2,5 h)
- Různá prostředí – téměř bez oděvu (tepelný stav po 1 h)
- Různá prostředí – letní oděv (tepelný stav po 3 h)

tak na časový průběh tepelného stavu člověka v daném prostředí:

- Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – Young
- Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – Raven
- Chladné prostředí ($T_a = T_r = 10\text{ °C}$)
- Chladné prostředí ($T_a = T_r = 13\text{ °C}$)
- Chladné prostředí ($T_a = T_r = 15\text{ °C}$)

V druhé podkapitole jsou uvedeny scénáře reprezentující změnu prostředí, tj. změnu teploty vzduchu T_a a střední radiační teploty okolí T_r ,

- Neutrální a chladné prostředí ($T_a = T_r = 28-18-28\text{ °C}$) – včetně vyhodnocení tep. pocitu
- Neutrální a horké prostředí ($T_a = T_r = 28-48-28\text{ °C}$) – včetně vyhodnocení tep. pocitu
- Neutrální a mírně teplé prostředí ($T_a = T_r = 28-33-28\text{ °C}$)
- Chladné a horké prostředí ($T_a = T_r = 18-42-18\text{ °C}$)
- Horké a chladné prostředí ($T_a = T_r = 43-17-43\text{ °C}$)

a scénáře reprezentující změnu intenzity vykonávané činnosti.

- Různé hodnoty metabolismu (met = 1-9-1)
- Různé hodnoty metabolismu (met = 1-3-1-5-1-8-1)

Ve třetí podkapitole je uvedeno porovnání simulace Svázaného modelu a Fialova modelu implementovaného v programu Theseus-FE. Jedná se o scénáře nehomogenního prostředí způsobeného různou intenzitou slunečního záření na jednotlivé části povrchu člověka, jež je způsobena vzájemnou polohou Slunce vůči kabině automobilu:

- Směr paprsků skrz čelní sklo – elevace 25°
- Směr paprsků skrz čelní sklo – elevace 50°
- Směr paprsků skrz boční sklo – elevace 50°

V každé z podkapitol je tedy uvedeno několik scénářů pro porovnání výsledků Svázaného modelu s experimenty či simulacemi, které provedli různí autoři v uplynulých letech. Dohromady se jedná o 16 scénářů podloženými experimentálními daty (z toho dva zaměřené také na tepelný pocit) a tři scénáře porovnávající Svázaný model s predikcí komerčního Fialova modelu v programu Theseus-FE.

8.1 Homogenní stacionární okrajové podmínky

8.1.1 Tepelný stav člověka v různých prostředích

V této podkapitole je uvedeno porovnání modelů dle predikce výsledného tepelného stavu člověka po určité době pro různé okolní podmínky. Pokud je doba dostatečně dlouhá na ustálení tepelného stavu člověka, lze rovněž použít jednodušší stacionární modely jako je např. Fangerův model PMV-PPD dle ČSN ISO 7730. Tento model navíc vyžaduje, aby se člověk nacházel v neutrálním či mírném prostředí. Výsledky Svázaného modelu jsou porovnány zejména s výsledky experimentu a Fialova původního modelu, ale v prvních dvou scénářích také s Fialovým modelem od firmy P+Z a Fangerovým modelem. U každého scénáře je dána teplota okolního prostředí (vzduchu a střední radiační teplota), relativní vlhkost vzduchu, intenzita vykonávané činnosti, emisivita okolních stěn ε_w (uvažovaná emisivita povrchu člověka je rovna 1), rychlost proudění okolního vzduchu, celkový tepelný odpor oděvu vyjádřený v clo a pozici člověka. Pozice člověka (stojící a sedící) má vliv na součinitele přestupu tepla radiací a konvekcí, a tím i na tepelné ztráty. Vzhledem k mnohdy k ne úplně jasně definovaným podmínkám jednotlivých scénářů v literatuře, je sice poloha člověka u každého scénáře uváděna, ale jeho vliv není brán příliš v potaz. Pro všechny scénáře jsou použity stejné součinitele přenosu tepla radiací a konvekcím, které byly odvozeny pro polohu člověka vsedě.

Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 30\text{ °C}$) – bez oděvu

Základním testovacím scénářem je neutrální prostředí, ve kterém by měl být člověk v tepelné rovnováze s okolním prostředím, aniž by byl nucen využít termoregulace. Scénář pochází z disertační práce (Fiala, 1998) a autor ho použil pro stanovení hodnot střední teploty pokožky a teploty hypotalamu neutrálního stavu člověka, kdy termoregulační signály jsou nulové, tj. jedná se tedy o scénář pro testování zejména pasivního systému. Tanabeho model i jeho modifikovaná verze ve Svázaném modelu má poněkud odlišně nastavený neutrální stav člověka než Fialův model a při teplotě okolí 30 °C by se už aktivovalo slabé pocení, které by ovlivnilo tepelné ztráty vypařováním $\dot{Q}_e = 32,9\text{ W/m}^2$ a také by značně klesla střední teplota pokožky až na $33,5\text{ °C}$. Ovšem o něco vyšší ztráty vypařováním nemají negativní vliv na tepelný komfort, neboť "skin wettedness" $w = 0,12$. Vyšší tepelné ztráty pocením jsou zde zapříčiněny vyšší teplotou pokožky oproti teplotě v neutrálním stavu. Např. Fangerův model zanedbává vliv teploty okolního prostředí na tepelné ztráty pocením úplně, míra pocení je dána pouze intenzitou vykonávané činnosti.

Z důvodu možnosti porovnat pasivní systémy modelů nebylo v porovnání výsledků tohoto scénáře uvažováno u Svázaného modelu pocení. V ostatních scénářích jsou už modely porovnávány kompletně včetně kompletního aktivního systému. V tab. 8.1 jsou dány okrajové podmínky, mezi nejdůležitější patří teplota vzduchu T_a a střední radiační teplota okolí T_r . V tab. 8.2 jsou porovnány výsledky Svázaného modelu s predikcí Fangerova PMV modelu, Fialova modelu původního a Fialova modelu od firmy P+Z (součást programu Theseu-FE). Porovnávány jsou teploty pokožky, vnitřní teploty, jednotlivé tepelné toky mezi člověkem a okolním prostředím a součinitele přestupu tepla. Jedná se o ustálené hodnoty tepelného stavu člověka po dlouhodobé zátěži, doba ustálení byla zvolena 20 hodin.

Tab. 8.1 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	T_a [°C]	T_r [°C]	ϕ	M [met]	ϵ_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	30	30	40 %	0,8	0,93	0,05	0	Stojící

Tab. 8.2 – Porovnání charakteristických veličin člověka v neutrálním prostředí – $T_a = T_r = 30$ °C. Porovnání Fangerova modelu PMV-PPD dle ČSN ISO 7730, původního Fialova model (Fiala, 1998), Fialova modelu v THESEU-FE a Svázaného modelu.

Veličina			Fangerův model (ISO 7730)	(Fiala, 1998) model	(P+Z, 2011b) THESEUS-FE	Svázaný model bez pocení
M	W	Bazální metabolismus	87,06	87,10	87,13	87,05
$T_{sk,m}$	°C	Střední teplota pokožky	34,40	34,40	34,42	34,40
$T_{mu,m}$	°C	Střední teplota svalové vrstvy	–	36,20	36,02	35,25
T_{hy}	°C	Teplota hypotalamu	–	37,00	36,89	36,97
T_{re}	°C	Rektální teplota	–	36,88	36,79	37,06
$h_{c,m}$	W / m ² ·K	Souč. přestupu tepla konvekcí	3,45	2,70	2,66	2,79
$h_{r,m}$	W / m ² ·K	Souč. přestupu tepla radiací	–	5,00	4,50	4,62
$\dot{Q}_c$	W	Tepelné ztráty konvekcí	28,33	21,50	21,83	23,63
$\dot{Q}_r$	W	Tepelné ztráty radiací	37,02	38,90	36,94	37,05
$\dot{Q}_e$	W	Tepelné ztráty vypařováním	21,16	18,10	19,43	19,72
$\dot{Q}_{res}$	W	Tepelné ztráty dýcháním	6,66	8,50	8,93	6,66
$\dot{Q}_{sum}$	W	Celkové tepelné ztráty	93,16	87,00	87,13	87,06

Z porovnání bazálního metabolismu a celkových tepelných ztrát člověka do okolí, lze vidět, že Fialův a Svázaný model (bez pocení) jsou přímo ve stavu tepelné rovnováhy respektive velice blízko. Střední teplota pokožky je u všech modelů stejná $T_{sk,m}=34,4$ °C, což odpovídá běžně v literatuře udávané střední teplotě pokožky v neutrálním prostředí. Tepelné toky z člověka do okolí si u všech modelů zhruba odpovídají až na mírné odchylky. Fialův model nadhodnocuje oproti Svázanému modelu a PMV modelu tepelné ztráty dýcháním na úkor tepelných ztrát konvekcí, což je způsobeno rozdílnými součiniteli přestupu tepla konvekcí. V případě Fangerova modelu se liší tepelný tok konvekcí již znatelně. Fialův model (Fiala, 1998) predikuje také o něco větší tepelné ztráty radiací, což je dáno vyšším součinitelem přenosu tepla radiací. Fangerův model poskytuje stručnou informaci o tepelném stavu člověka zaměřenou pouze na tepelnou výměnu člověka s okolním prostředím. Detailnější modely fyziologie poskytují navíc informace o tom, co se děje uvnitř člověka, tj. teploty tkání. Predikce Svázaného modelu (bez pocení) a Fialova modelu se dokonale shodují v případech střední teploty pokožky a teploty hypotalamu $T_{hy} = T^{(1,1)}$. Největší relativní odchylky mezi Svázaným modelem (bez pocení) a Fialovým modelem jsou u střední teploty svalové vrstvy a rektální teploty $T_{re} = T^{(4,1)}$.

Pro zajímavost je uvedena i predikce tepelného komfortu dle Fangerova modelu, která je porovnána s predikcí Svázaného modelu (už včetně pocení). Fangerův model predikuje v tomto prostředí vyšší výdej tepla člověka do okolí oproti metabolické produkci, což má za následek vnímání mírně chladného tepelného pocitu. Dle Fangerova modelu je v tomto prostředí predikovaný střední výsledek tepelného pocitu PMV=-0,27, tj. neutrálně. Předpokládané procento nespokojených PPD=6,75 %, tj. prostředí je přijatelné a poskytuje tepelný komfort. Dle Svázaného modelu tepelného komfortu včetně aktivního systému je celkový tepelný pocit mírně teplý $S_o = 0,61$ a celkový tepelný komfort je $C_o = 0,04$ právě pohodlně.

Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 25,5\text{ °C}$) – letní oděv

(Olesen a Fanger, 1973) provedli experiment sledující tepelný stav člověka v neutrálním prostředí po dobu 2,5 hodin. Během experimentu byla stálá okolní teplota $25,5\text{ °C}$ a testované osoby byly oblečeny do letního oděvu o celkovém tepelném odporu 0,6 clo. Oděv se skládal z bavlněné košile, spodního prádla, vlněných ponožek a džínů. Hodnoty lokálních tepelných odporů letního oděvu $I_{cl}^{(i)}$ v clo byly následující: hlava $I_{cl}^{(1)} = 0$; hrud' a záda $I_{cl}^{(2-3)} = 0,57$; pánev $I_{cl}^{(4)} = 1,37$; paže a předloktí $I_{cl}^{(5-8)} = 0,57$; ruce $I_{cl}^{(9-10)} = 0$; stehna a lýtky $I_{cl}^{(11-14)} = 0,6$; chodidla $I_{cl}^{(15-16)} = 0,686$. Celkový tepelný odpor oděvu byl spočten jako vážený průměr lokálních tepelných odporů přes plochu jednotlivých částí těla (dle Tanabeho segmentů).

V tab. 8.3 je uveden přehled všech okrajových podmínek a v tab. 8.4 je uvedeno porovnání predikce jednotlivých teplot pokožky a vnitřní teploty s experimentálními daty a modelem dle Fialy. U experimentálních dat lze vidět, že největší nejistota měření je u nártu a naopak nejmenší odchylka je u vnitřních teplot. Predikce teplot Svázaným modelem nespadá do intervalu tolerance naměřených hodnot pro nárt a ruku, teplota předloktí se nachází na okraji tolerance. Pro všechny ostatní části (zejména centrální) predikce modelu dobře odpovídá naměřeným hodnotám.

Tab. 8.3 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	$T_a\text{ [°C]}$	$T_r\text{ [°C]}$	ϕ	$M\text{ [met]}$	ϵ_w	$v\text{ [m/s]}$	$I_{cl}\text{ [clo]}$	Poloha člověka
Hodnota	25,5	25,5	40 %	1	0,93	0,1	0,6	Sedící

Tab. 8.4 – Porovnání charakteristických veličin

Část těla	(Olesen a Fanger, 1973) experiment	(Fiala, 1998) model	(P+Z, 2011b) THESEUS-FE	Svázaný model
Střední teplota pokožky	33,5±0,5	33,76	33,91	33,65
Rektální teplota	36,9±0,3	36,98	36,65	36,87
Čelo (hlava)	34,2±1,0	34,65	34,74	33,96
Krk (zadní část)	34,7±0,8	34,09	34,01	–
Hrud'	34,4±0,6	34,39	34,58	34,77
Záda	34,5±0,9	34,36	34,50	34,37
Pánev (a část břicha)	34,9±1,0	34,36	34,28	35,04
Paže	33,5±0,9	33,25	33,19	34,05
Předloktí	32,7±0,8	33,25	33,19	33,37
Ruka (hřbet)	33,5±1,0	33,63	33,81	32,57
Levé stehno	32,9±0,9	33,63	33,81	33,71
Levá holeň	32,2±1,0	33,69	33,56	32,92
Nárt	32,2±2,0	31,57	31,63	29,58

Střední teplota pokožky velice dobře koresponduje s naměřenou hodnotou, dokonce lépe než původní Fialův model a mnohem lépe než Fialův model od firmy P+Z. Podobně rektální teplota vychází v neutrálním prostředí velice dobře. Teplota čela (hlavy) je oproti Fialovu modelu nižší, ale také velice dobře odpovídá měření, krk není explicitně vyjádřen v Tanabeho modelu, proto u Svázaného modelu není uvedena žádná hodnota. Teplota centrálních částí: hrud', záda, pánev také bez problému odpovídají měřením. U teploty končetin jsou odchylky o něco vyšší: teplota paže a předloktí je mírně nadhodnocena, oproti teplotě rukou, která je o 1 °C nižší, což je na dolní hranici rozptylu měření. Nejhuře vychází porovnání teploty chodidel, predikovaná teplota Svázaným modelem nespadá do tolerance

měření a je o 2,7 °C nižší. Predikce teploty končetin původního Tanabeho modelem bez CCX není dostatečně přesná, bohužel zavedením protiproudé tepelné výměny krví tento nedostatek zcela neodstranilo a oblast chodidel není predikovaná s velkou přesností.

Při použití Fangerova modelu PMV-PPD pro toto prostředí vychází předpokládaný výsledek tepelného pocitu $PMV = -0.1$, a procento nespokojených $PPD = 5,22 \%$, což odpovídá tomu, že se jedná o prostředí s optimálním tepelným komfortem. Dle Svázaného modelu je celkový tepelný pocit blízko neutrálnímu pocitu $S_o = 0,5$ a celkový tepelný komfort je $C_o = 0,02$ právě pohodlně, tj. člověk se cítí příjemně, i když celkový tepelný pocit je mírně teplý. Teplý pocit vytváří zejména centrální části lidského těla: hrud' $S_l^{(2)} = 2,3$, záda $S_l^{(3)} = 2,3$ a pánev $S_l^{(4)} = 1,75$. Oproti tomu člověk pociťuje chlad na nohách a rukách $S_l^{(9,10)} = -1,67$, $S_l^{(15,16)} = -2,77$, které vyplývají z nízkých teplot pokožky chodidla 29,58°C a ruky 32,57 °C. Z výsledků Svázaného modelu lze vidět, že celkový tepelný komfort lze dosáhnout i při vnímání rozdílných chladných, či teplých lokálních pocitů. Dále je vidět, že pokud fyziologický model predikuje nižší teplotu pokožky, projeví se to chladnějším tepelným pocitem.

Různá prostředí - téměř bez oděvu

Autoři (Gagge a kol., 1967) a (Hardy a Stolwijk, 1966) provedli celou řadu měření sledující tepelný stav člověka. Testované osoby byly vystaveny různým prostředím s teplotou vzduchu a stěn v rozmezí od 12 °C do 48 °C. Ve všech měřeních byly osoby téměř bez oděvu o celkovém tepelném odporu $I_{cl} = 0,1$ clo. Byly oblečeny pouze do bavlněných šortek o lokálním tepelném odporu $I_{cl}^{(4)} = 0,211$ clo zakrývající pouze oblast pánve. V tab. 8.5 jsou uvedeny teploty jednotlivých prostředí a v tab. 8.6 jsou definovány zbývající okrajové podmínky společné všem prostředím.

Tab. 8.5 – Proměnné okrajové podmínky

Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	12	16	20	24	28	32	36	40	40	48
---------------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

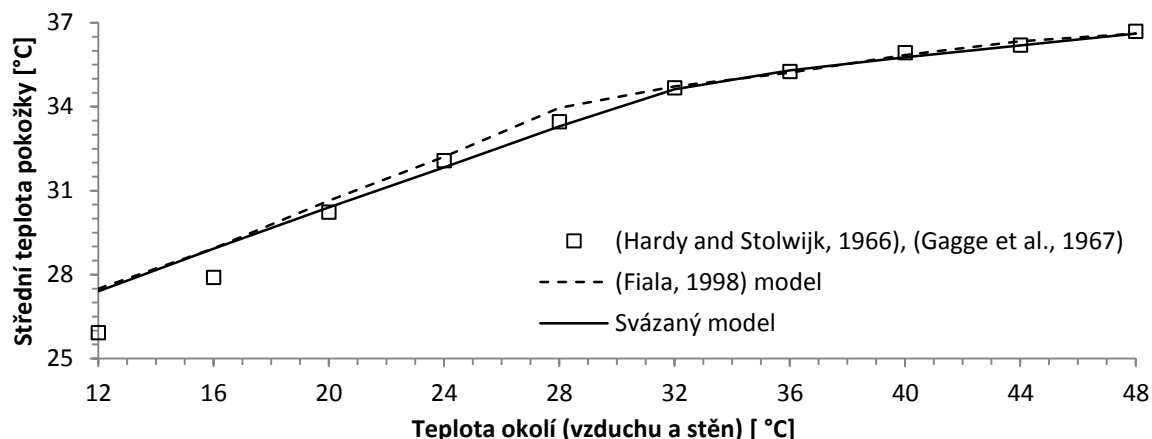
Tab. 8.6 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	Doba [min]	ϕ	M [met]	ϵ_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	60	30 %	1	0,93	0,1	0,1	Stojící

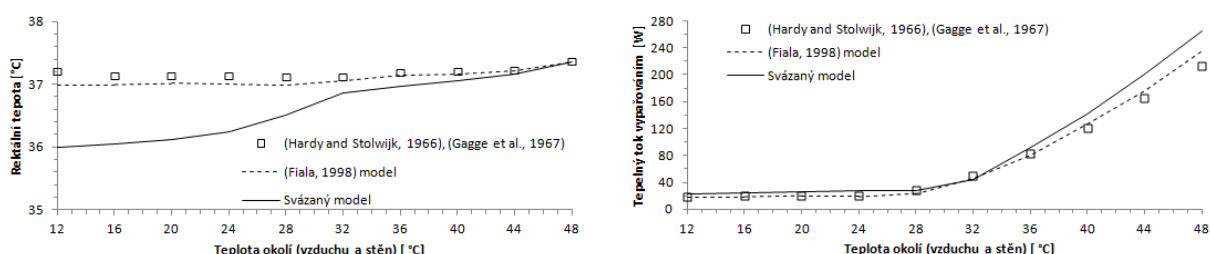
Na obr. 8.1 jsou uvedeny výsledky střední teploty pokožky z experimentů, z predikce Fialova a Svázaného modelu. Z porovnání výsledků lze vidět, že predikce střední teploty pokožky Svázaného a Fialova modelu jsou velice podobné. Oba modely v chladném prostředí predikují vyšší střední teplotu pokožky oproti experimentu a to až o 1,5 °C. V rozmezí teplot okolí od 20 °C do 28 °C Svázaný model predikuje střední teplotu pokožky dokonce o něco lépe než Fialův model. Při teplotách vyšších než 32 °C jsou už oba modely velmi přesné. Výsledky střední teploty pokožky pro různá prostředí ukázaly, že modely lze použít pro široký interval teplot okolního prostředí.

Tyto výsledky lze orientačně porovnávat s predikcí střední teploty pokožky v následujících scénářích, neboť většina z nich je definována také pro oblečení 0,1 clo a aktivitu 1 met. Je však nutné zkontrolovat zdali si kromě podmínek prostředí odpovídají také osobní činitelé, neboť vliv intenzity vykonávané činnosti a tepelného odporu oděvu na střední teplotu pokožky je podstatný. V prvním scénáři ($T_a = 30$ °C, 0,8 met, 0 clo) vycházela střední teplota pokožky Svázaného modelu včetně aktivního systému 33,5 °C. Podíváme-li na obr. 8.1, tak střední teploty pokožky v prostředí o teplotě 30 °C je rovna 34 °C. Z toho lze

vidět, že i nepatrný rozdíl intenzity vykonávané činnosti 0,2 met (klidné sezení – spánek) a 0,1 clo (šortky) je příčinou rozdílu střední teploty pokožky 0,5 °C.



Obr. 8.1– Různá prostředí po 1 h - střední teplota pokožky



Obr. 8.2 – Různá prostředí po 1 h - rektální teplota a tepelný tok vypařováním

Na obr. 8.2 jsou uvedeny výsledky vnitřní (rektální) teploty a tepelný tok vypařováním. Tepelný tok vypařováním se docela dobře shoduje jak s experimentem, tak Fialovým modelem, k větším odchylkám dochází v horkém prostředí nad 40 °C. Hlavní příčinou vyšších tepelných ztrát vypařováním u Svázaného modelu je vyšší intenzita pocení. Z výsledků rektální teploty vyplývá, že Svázaný model není schopen správně predikovat vnitřní teplotu člověka ani její časovou změnu v mírně chladném až velmi chladném prostředí (teplota okolí menší než 28 °C). Toto zjištění koresponduje se závěry uvedenými ve studii (Psikuta a kol., 2012), v které byly testovány modely fyziologie člověka za účelem jejich použití pro predikci tepelné zátěže člověka (indexu UTCI). Přeložená citace z (Psikuta a kol., 2012): „Dobrá shoda střední teploty pokožky (typicky s odchylkou menší než 1 °C, při směrodatné odchylce měření 1,3 °C) prokázaly Tanabeho a UTCI-Fialův model. Ovšem predikce vnitřní teploty jádra člověka v chladném prostředí u Tanabeho, (respektive Berkeley modelu) byla silně ovlivněna okolním prostředím (mnohem více než UTCI-Fialův model). Tato skutečnost je v rozporu s experimenty, které prokázaly, že teplota jádra je nezávislá na okolní teplotě pro chladná a mírně chladná prostředí. Tanabeho vnitřní teplota jádra se lišila od experimentu v průměru o 0,6 °C, kdežto u UTCI-Fialova modelu pouze o 0,2 °C“. Tento nedostatek vychází z matematického popisu Tanabeho modelu, kdy přenos tepla tkáněmi je dán pouze čtyřmi uzly. V Tanabeho modelu jeden uzel odpovídá jedné vrstvě. Ve Fialově modelu je v radiálním směru více uzlů, neboť model umožňuje rozdělit jednotlivé vrstvy tkáně do více uzlů.

Dle modelu Zhang i indexu DTS je tepelný pocit centrálních částí: hlavy, hrudi, zad a pánve ovlivněn i časovou změnou vnitřní teploty. Jelikož Tanabeho model neposkytuje

dostatečně přesnou predikci vnitřní teploty v chladném prostředí, byl drobně upraven model lokálního tepelného pocitu dle Zhang. Byla v něm vypuštěna závislost dynamického tepelného pocitu na změnu teploty jádra tak, aby nepřesná hodnota změny teploty jádra neznehodnotila výsledky tepelných pocitů. Vzhledem k tomu, že vliv povrchových teplot člověka na tepelný pocit je podstatnější oproti vnitřním teplotám, lze tuto změnu akceptovat.

Různá prostředí – letní oděv

V této podkapitole je prezentována predikce tepelného stavu člověka v letním oděvu (0,6 clo) po 3 hodinové tepelné zátěži. Lokální tepelné odpory jsou totožné jako ve scénáři Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 25,5\text{ °C}$) – letní oděv. V tab. 8.7 jsou uvedeny teploty okolního prostředí pro jednotlivá prostředí a v tab. 8.8 jsou definovány ostatní podmínky shodné pro všechna prostředí.

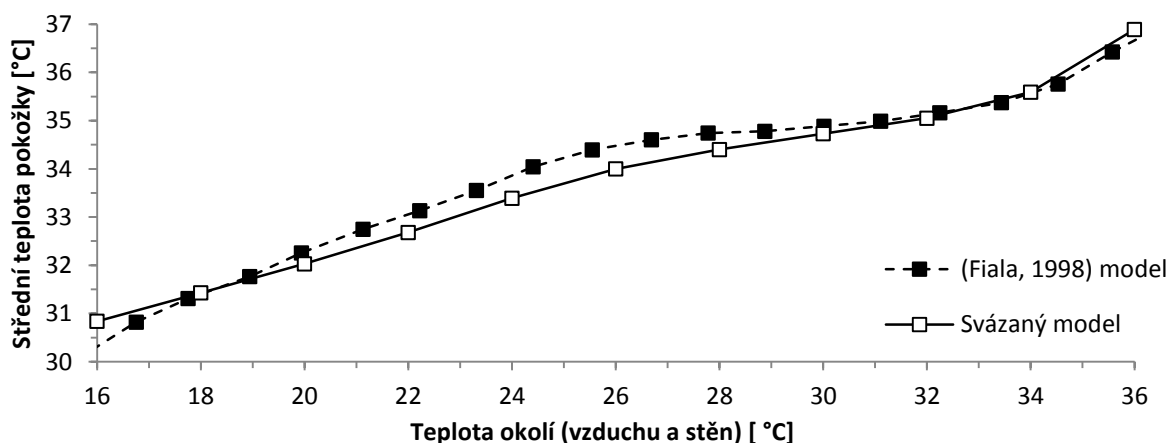
Tab. 8.7 – Proměnné okrajové podmínky

Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
---------------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Tab. 8.8 – Konstantní okrajové podmínky

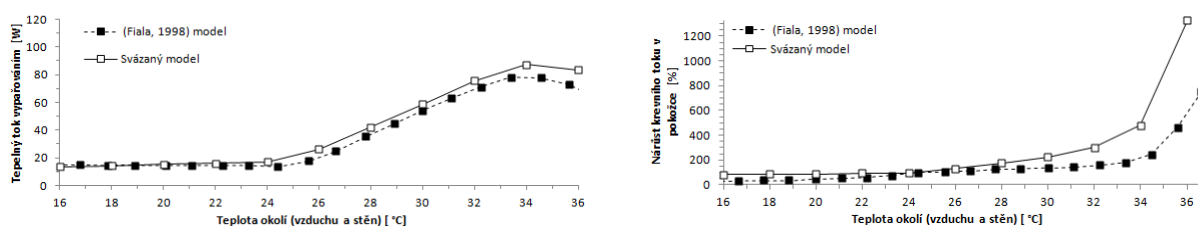
Veličina	Doba [min]	ϕ	M [met]	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	180	85 %	1	0,93	0,1	0,6	Sedící

Výsledky predikce Svázaného modelu jsou zde porovnány pouze s původním Fialovým modelem v rozmezí teplot okolního prostředí 16 °C až 36 °C, viz obr. 8.3. Bohužel v odborné literatuře není dostupné velké množství dat pro letní oděv, takže jsou uvedeny výsledky pouze Svázaného a Fialova modelu. Svázaný model vyhodnocuje celkový tepelný stav člověka obdobně jako Fialův model maximálním rozdílem 0,5 °C, který se nachází v blízkosti neutrálního stavu (zhruba 25,5 °C pro daný letní oděv a aktivitu). Scénář neutrálního stavu v letním oděvu byl již prezentován ve scénáři Neutrální prostředí ($T_a = T_r = 25,5\text{ °C}$) – letní oděv, v kterém se prokázalo, že Svázaný model mírně nadhodnocuje střední teplotu pokožky oproti experimentu (Olesen a Fanger, 1973), ale ne až tolik jako Fialův model. Tudíž rozdíl střední teploty pokožky mezi modely v blízkosti neutrálního stavu člověka je způsoben zejména nadhodnocením Fialovým modelem. Při teplotě okolí 34 °C až 36 °C je znatelný vyšší nárůst teploty, což je způsobeno pokrytím pokožky potem a jeho následným odtečením, aniž by se na pokožce stačil odpařit.



Obr. 8.3 – Různá prostředí, letní oděv po 3 h - střední teplota pokožky

Na obr. 8.4 vlevo lze vidět, že Svázaný model predikuje obdobné tepelné ztráty pocením v celém rozsahu teplot okolí. Na obr. 8.4 vpravo je porovnání účinnosti vasomotoriky tj. zvýšení průtoku krve v pokožce. V chladném prostředí mezi 16 °C až 24 °C u Svázaného modelu převládá vasokonstrikce, tj. 80 až 100 % krevního toku pokožkou oproti basálnímu krevnímu toku. Od teploty okolí 26 °C se začíná projevovat vasodilatace (131 %), která narůstá s vyšší teplotou okolí. Nárůst vasodilatace je zprvu pozvolný až do okolní teploty 34 °C. Poté je, ale vasodilatace prudce navýšena kvůli úplnému pokrytí pokožky potem. Podobný nárůst vasodilatace lze sledovat i u Fialova modelu, ovšem ve Svázaném modelu je poměr mezi skutečným a basálním krevním tokem v pokožce vyšší. Fialův popis navýšení krevního toku v pokožce a tím i celé vasomotoriky se jeví jako reálnější. Fiala totiž sestavil celý aktivní systém včetně vasomotoriky na základě velkého množství experimentů (zhruba 20) a rozsáhlé regresní analýzy dat.



Obr. 8.4 – Různá prostředí po 3 h - tepelný tok vypařováním a poměr krevního toku v pokožce vůči basálnímu krevnímu toku v pokožce

8.1.2 Vývoj tepelného stavu člověka v daném prostředí

V této podkapitole je validace Svázaného modelu zaměřena na dynamický vývoj tepelného stavu a komfortu člověka. Pro simulaci dynamického chování, již není vhodný Fangerův model PMV, a proto bude uvedeno pouze srovnání Svázaného modelu s Fialovým modelem a experimenty. Následující experimenty jsou zaměřeny na vyhodnocení tepelného stavu člověka v jednom daném prostředí.

Každý experiment před vlastním měřením předcházela stabilizační fáze, která byla rovněž simulována, ale není zobrazena v grafech, neboť výsledky simulace nebylo s čím porovnávat (chyběla experimentální data). Pouze u scénářů ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) Raven a ($T_a = T_r = 10\text{ °C}$) byla dostupná experimentální data i ze stabilizační fáze v neutrálním prostředí.

Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – Young

(Young a kol., 1986) se zabývali studiem rozvoje aklimatizace v chladném prostředí pomocí opakovaného ponořování do studené vody. U sedmi mužů v prostředí o teplotě 5 °C byl po dobu 1,5 h sledován jejich tepelný stav a termoregulační odezvy. Muži měli na sobě pouze plavecké šortky a před vlastním měřením byli stabilizováni v prostředí o teplotě 24 °C po dobu 20 min, viz tab. 8.9. Ostatní okrajové podmínky jsou uvedeny v tab. 8.10.

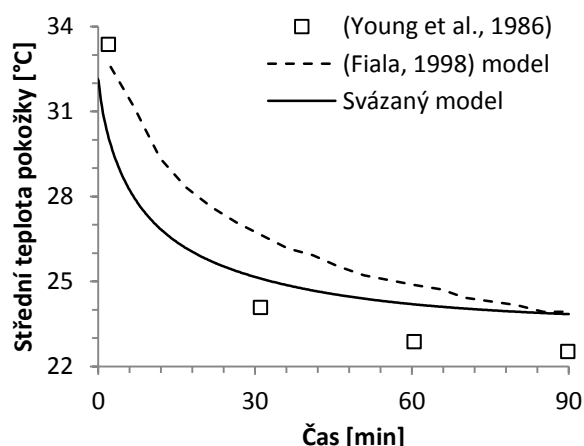
Tab. 8.9 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]
1. Stabilizační	-20	0	24
2. Ochlazování	0	90	5

Tab. 8.10 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	M [met]	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	30 %	0,8	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.5 je uvedena střední teplota pokožky predikovaná Svázaným modelem, která po 90 minutách v prostředí o teplotě 5 °C vychází 24 °C, podobně jako u Fialova modelu. Průběhy teplot obou modelů se ale liší od experimentu, i když na první pohled Svázaný model predikuje střední teplotu o něco lépe než Fialův model. Predikce Fialova modelu je v tomto případě horší zejména v počáteční fázi a to zhruba o 1 až 2 °C. (Fiala, 1998) ve své práci hledal možné vysvětlení, dospěl k závěru, že odchylka predikce jeho modelu od experimentu může být zapříčiněna nedostatečně přesným změřením střední teploty pokožky, neboť během experimentu byla teplota určena na základě měření pouze na třech místech lidského těla. Dalším vysvětlením může být špatně zadaná hodnota oděvu, neboť při testování Svázaného modelu v extrémních podmínkách se projevila vysoká citlivost modelu na zadání tepelného odporu oděvu. S ohledem na velice nízké teploty okolního prostředí je to zásadní parametr, který může ovlivnit střední teplotu pokožky. Např. pokud by testovací osoby měly na sobě teplé ponožky o tepelném odporu 1 clo, výsledná střední teplota pokožky by byla až o 2 °C vyšší (dle Svázaného modelu).


Obr. 8.5 – Studené prostředí ($T_a = T_r = 5$ °C) – střední teplota pokožka

Studené prostředí ($T_a = T_r = 5$ °C) – Raven

(Raven a Horvath, 1970) sledovali měnící se fyziologické parametry člověka během dvou hodinové zátěže ve velmi chladném prostředí o teplotě 5 °C. Před vlastní zátěží byly testované osoby (11 mužů) po dobu 25 minut v neutrálním prostředí, aby se stabilizoval jejich tepelný stav, viz tab. 8.11. Testované osoby byly oblečeny pouze do sportovních šortek, v tab. 8.12 jsou uvedeny další důležité parametry člověka (aktivita v met) a teplota okolního prostředí. Reakce na chlad byla u testovaných osob prvních 30 minut velice individuální, po této době se teploty pokožky ustalovaly, posledních 30 minut již byly ustáleny a rozptyl měření byl minimální.

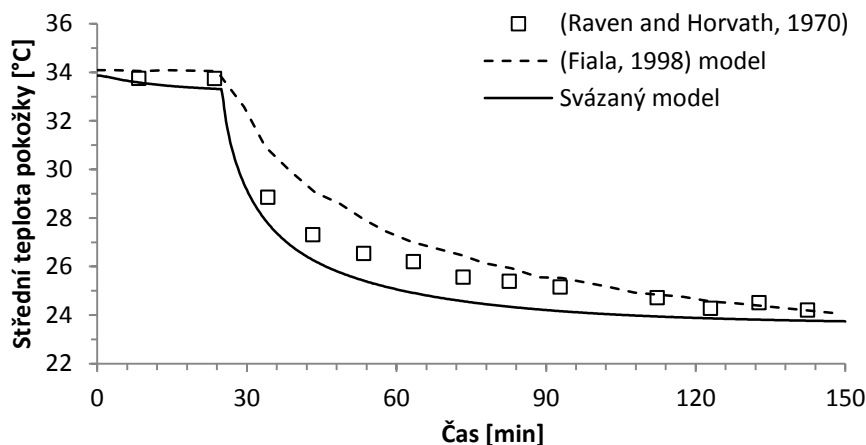
Tab. 8.11 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	Relativní vlhkost
1. Neutrální	0	25	28	45%
2. Ochlazování	25	150	5	70%

Tab. 8.12 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	M [met]	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	0,8	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.6 lze vidět, že Svázaný model relativně dobře zachycuje dynamickou fázi ochlazování a výsledná střední teplota pokožky je v průběhu ochlazování maximálně o 1 °C nižší oproti výsledkům experimentu a o 2 °C oproti predikci Fialova modelu. Po 2,5 hodinové zátěži se experiment, Fialův model a Svázaný model shodují na teplotě 24 °C a vzájemné odchylky jsou minimální. Po přechodu člověka do chladného prostředí predikce celkového tepelného pocitu vychází $S_o = -3,93$ a celkového tepelného komfortu $C_o = -4$.

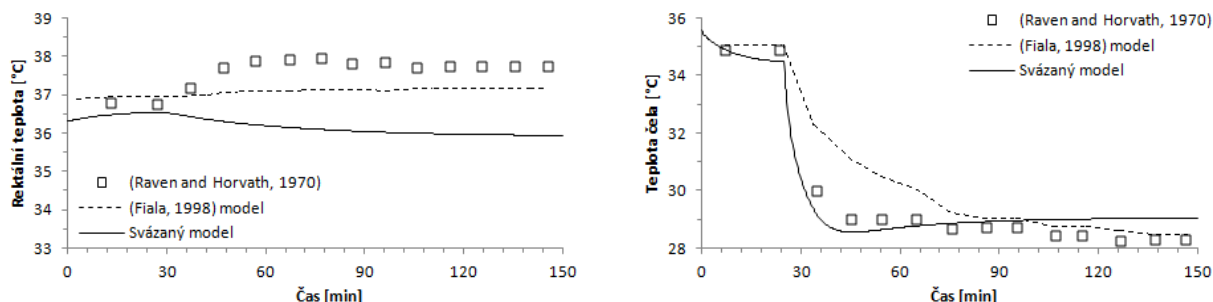

Obr. 8.6 – Studené prostředí ($T_a = T_r = 5$ °C) – střední teplota pokožky

Na obr. 8.7 vlevo lze pozorovat rozdílný průběh predikované a změřené rektální teploty po přechodu člověka do velmi chladného prostředí. Hodnota rektální teploty Svázaného modelu se liší o více než 2 °C a na počátku ochlazování má zcela opačný trend než v experimentu, kde byl pozorován nárůst vnitřní teploty. Naopak Fialův model predikuje změnu vnitřní teploty přijatelně.

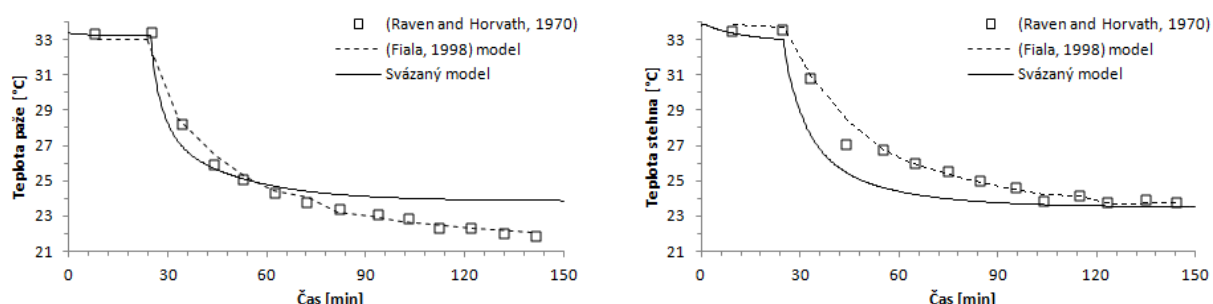
Kromě střední teploty pokožky a rektální teploty autoři experimentu zaznamenávali povrchové teploty jednotlivých částí těla: čelo, paže, stehno a hrud'. Dále pak sledovali metabolickou produkci tepla. Na obr. 8.7 vpravo lze vidět, že teplota čela (hlavy) se velice dobře shoduje jak s experimentem, tak Fialovým modelem, podobně i teplota stehna na obr. 8.8 vpravo. Predikce ostatních povrchových teplot je o něco méně přesná, teplota paže vychází o 2 °C vyšší, naopak teplota hrudi o 2 °C nižší. Podstatný rozdíl mezi Svázaným modelem a Fialovým modelem i experimentem je produkované teplo metabolismem, viz obr. 8.9 vpravo. Ve Svázaném modelu vychází maximální produkce tepla 370 W oproti experimentu 220 W, příčinou je nadměrné generování tepla zejména svalovým třesem.

Svázaný model je založen na systému rovnic tepelné rovnováhy a platí pro něj tedy, že generované teplo musí odcházet z člověka ven, či se v něm akumulovat. Právě akumulační schopnost člověka je v modelu zřejmě podhodnocena, neboť povrchové teploty Svázaného modelu se ustálí už po zhruba 60 minutách od změny okrajových podmínek (90. minuta scénáře). To znamená, že tepelné ztráty musí být pokryty generovaným metabolickým teplem. Tepelné ztráty člověka v prostředí o teplotě 5 °C, jeho povrchové teplotě 24 °C, ploše lidského těla 1,87 m² jsou zhruba 137 W konvekcí, 177 W radiací. Když se k tomu přidají i tepelné ztráty dýcháním a vypařováním, dostaneme se na hodnotu 350 W. Ve

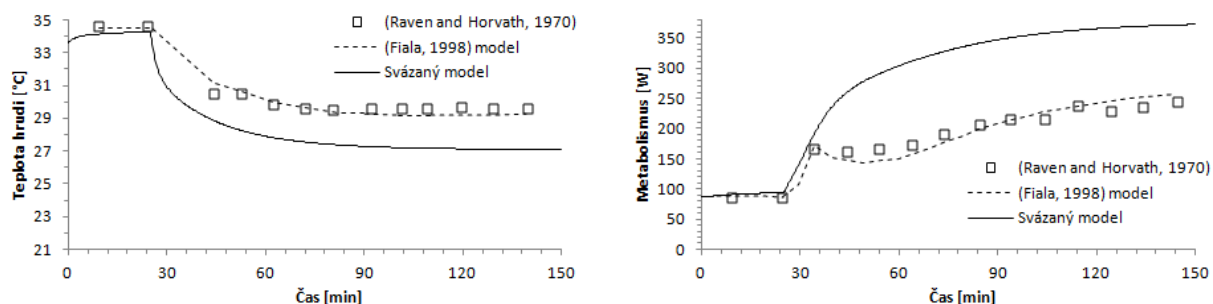
Svázaném modelu je uvažována akumulace tepla v tkáních, ale z prezentovaných výsledků nejen tohoto scénáře lze vidět, že míra akumulace není úplně shodná se skutečností.



Obr. 8.7 – Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – rektální teplota a teplota čela



Obr. 8.8 – Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – teplota paže a teplota stehna



Obr. 8.9 – Studené prostředí ($T_a = T_r = 5\text{ °C}$) – teplota hrudi a metabolická produkce tepla

Chladné prostředí ($T_a = T_r = 10\text{ °C}$)

(Budd a Warhaft, 1966) se zabývali aklimatizací lidí a jejich přípravou na dlouhodobý pobyt v chladném prostředí, přitom zaznamenávali krevní tlak, svalový třes, vasokonstrikci, teploty pokožky a rektální teplotu. Experiment prokázal, že aklimatizace se projevila zlepšením funkce vasokonstrikce. Příprava čtyř mužů evropského původu probíhala v prostředí o teplotě 10 °C vždy po dobu 2 hodin. Před vstupem do chladného prostředí byl jejich stav stabilizován 20 minutovým pobytem v neutrálním prostředí, viz tab. 8.13. Muži byli oblečeni pouze do šortek, další parametry člověka a okolního prostředí jsou uvedeny v tab. 8.14.

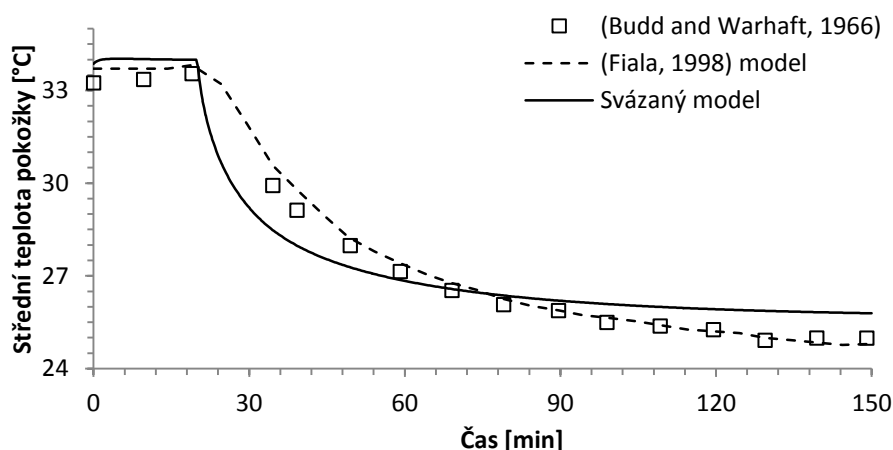
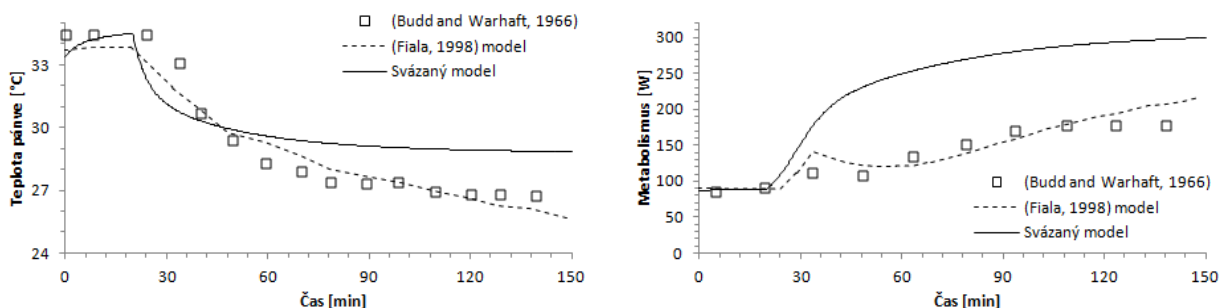
Tab. 8.13 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r\text{ [°C]}$
1. Neutrální	0	20	30
2. Ochlazování	20	150	10

Tab. 8.14 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	M [met]	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	67 %	0,8	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.10 jsou výsledky střední teploty pokožky Svázaného modelu, Fialova modelu a experimentu. Fialův model je v dokonalé shodě experimentem, kdežto Svázaný model má odlišný průběh a po 150 minutách je střední teplota pokožky o 1 °C vyšší. Na obr. 8.11 vlevo je uvedeno porovnání povrchové teploty pánve a vpravo je metabolická produkce tepla. U metabolismu lze vidět obdobný problém jako v předešlém scénáři. Po přechodu člověka do chladného prostředí predikce, celkového tepelného pocitu vychází $S_o = -3,82$ a celkového tepelného komfortu $C_o = -4$.


Obr. 8.10 – Chladné prostředí ($T_a = T_r = 10$ °C) – střední teplota pokožky

Obr. 8.11 – Chladné prostředí ($T_a = T_r = 10$ °C) – teplota pánve a metabolická produkce tepla

Chladné prostředí ($T_a = T_r = 13$ °C)

Jedná se o jeden z několika scénářů uvedených v publikaci (Hardy a Stolwijk, 1966), kde autoři experimentálně sledovali chování termoregulačních mechanismů. V tomto případě tři muži vykonávali intenzivní činnost 4 met po dobu 1 hodiny v prostředí o teplotě 17 °C a následně byli vystaveni teplotě 13 °C po dobu 4 hodin, viz tab. 8.15. Testované osoby byly oblečeny do šortek, další parametry jsou uvedeny v tab. 8.16.

Tab. 8.15 – Proměnné okrajové podmínky

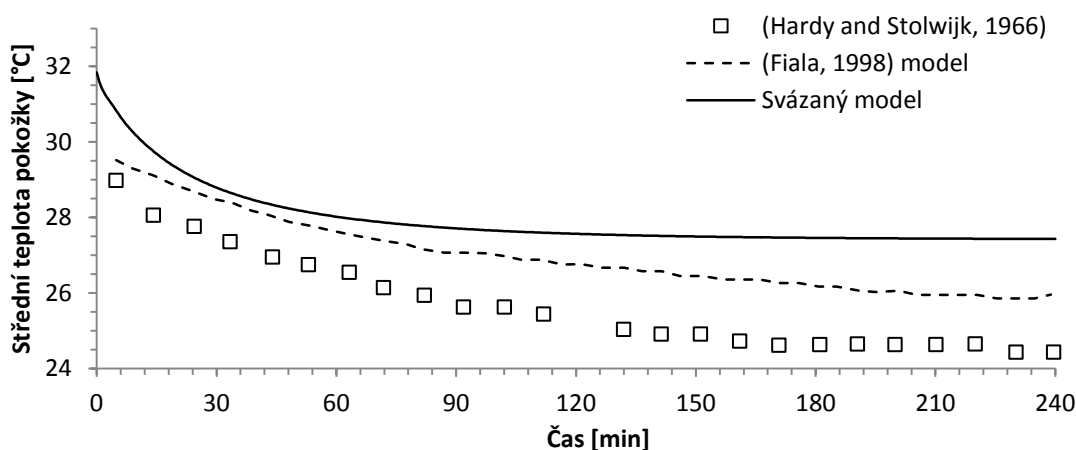
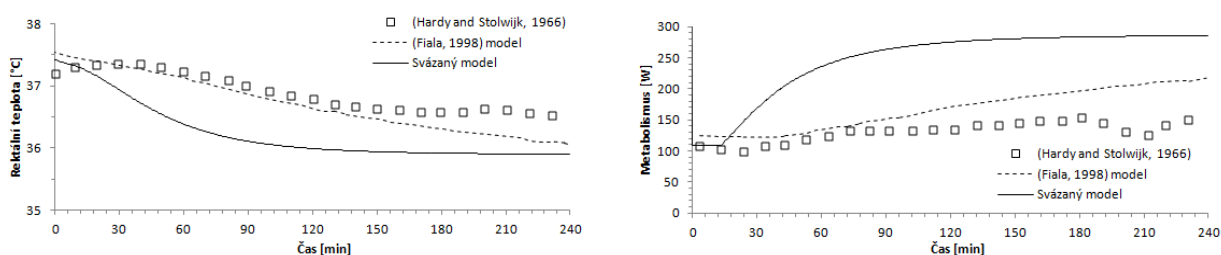
Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	17	4
1. Ochlazování	0	240	13	1

Tab. 8.16 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	40 %	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.12 jsou výsledky střední teploty pokožky Svázaného modelu, Fialova modelu a experimentu. Výsledná střední teplota Svázaného modelu je 27,4 °C, což je o 1,5 °C více než u Fialova modelu a dokonce o 3 °C oproti experimentu. Výsledky se začínají velmi rozcházet po 90 minutách, kdy se teplota u Svázaného modelu začíná ustalovat. (Fiala, 1998) ve své práci nastiňuje možnou příčinu, proč výsledky predikce neodpovídají. Hlavním důvodem je to, že v tomto experimentu nebyl zaznamenán u testovaných osob svalový třes, který by zvýšil střední teplotu pokožky, kdežto u Svázaného modelu či Fialova byly překročeny teplotní meze spouštějící termoregulaci svalovým třesem. Lze si to vysvětlit tím, že modely reprezentují průměrného člověka, kdežto v experimentu mohli být zastoupeni více aklimatizovaní či tlustí jedinci.

Rektální teplota v chladném prostředí je opět podhodnocena, a produkce tepla metabolismem nadhodnocena viz obr. 8.13, obojí již bylo diskutováno v předešlých scénářích. Po přechodu člověka do chladného prostředí vychází predikce celkového tepelného pocitu $S_o = -3,56$ a celkového tepelného komfortu $C_o = -4$.


Obr. 8.12 – Chladné prostředí ($T_a = T_r = 13$ °C) – střední teplota pokožky

Obr. 8.13 – Chladné prostředí ($T_a = T_r = 13$ °C) – rektální teplota a metabolická produkce tepla

Chladné prostředí ($T_a = T_r = 15$ °C)

(Wagner a Horvath, 1985) se zabývali rozdílnými reakcemi na chlad u mladých (20 a 29 let) a starých (51 a 72 let) mužů a žen. Jednalo se o dvou hodinový test v prostředí o teplotě 15 °C, kterou předcházela stabilizační fáze o teplotě 20 °C, viz tab. 8.17. Další parametry prostředí, které zůstávaly neměnné, jsou uvedeny v tab. 8.18. Na obr. 8.14 jsou opět výsledky střední teploty pokožky Svázaného modelu, Fialova modelu a experimentu, které se

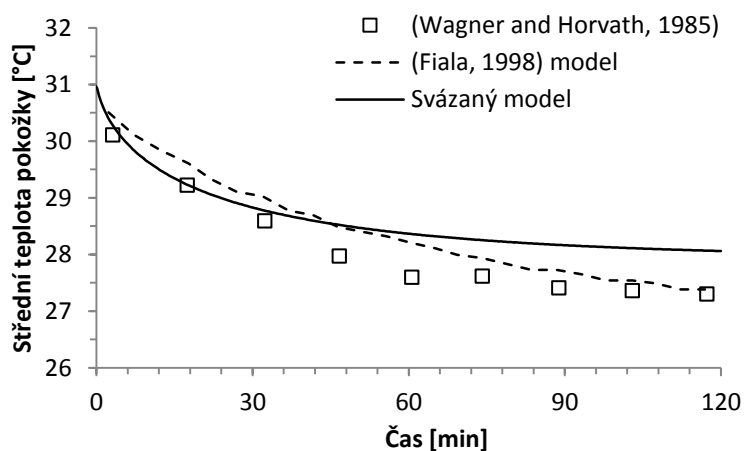
odlišují maximálně o 1 °C po celou dobu testu. Po přechodu člověka do chladného prostředí vychází predikce celkového tepelného pocitu $S_o = -3,53$ a celkového tepelného komfortu $C_o = -4$.

Tab. 8.17 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	20	1,5
1. Ochlazování	0	120	15	0,9

Tab. 8.18 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	40 %	0,93	0,1	0,1	Stojící



Obr. 8.14 – Chladné prostředí ($T_a = T_r = 15$ °C) – střední teplota pokožky

8.2 Homogenní transientní okrajové podmínky

V této podkapitole jsou uvedeny experimenty popisující dynamické chování lidského těla a vnímání okolního prostředí, které se objevuje při náhlých (transientních) změnách podmínek prostředí, či při přechodu člověka do jiného prostředí.

8.2.1 Změna teploty okolního prostředí

První skupinu transientních homogenních scénářů tvoří náhlá změna teploty celého okolního prostředí. Tato podkapitola obsahuje vybrané experimenty z literatury, jejichž součástí bylo rovněž i vyhodnocování tepelného pocitu (a nepřímo i komfortu). Jedná se o první dva scénáře v této podkapitole, u každého z nich je rovněž uvedeno i porovnání tepelných pocitů a vyhodnocení tepelného komfortu.

Neutrální a chladné prostředí ($T_a = T_r = 28-18-28$ °C)

Tento experiment provedli (Hardy a Stolwijk, 1966), aby zjistili termoregulační odezvy a reakce člověka na chlad. Scénář reprezentuje přechod člověka z neutrálního prostředí o teplotě 28 °C do mírně chladného prostředí o teplotě 18 °C a zpět. Testované osoby byly oblečeny pouze do šortek zakrývající oblast pánve, jejich lokální tepelný odpor $I_{cl}^{(4)} = 0,21$ clo.

Ostatní části lidského těla byly nahé, tj. $I_{cl}^{(i)} = 0$ clo. V tab. 8.19 a 8.20 jsou dány okrajové podmínky experimentu.

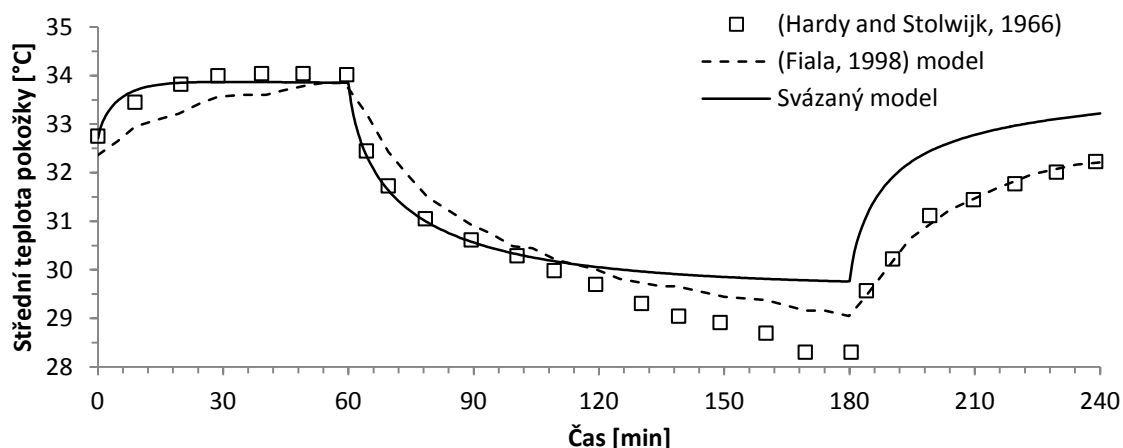
Tab. 8.19 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	22	2,5
1. Neutrální	0	60	28	1,15
2. Mírně chladné	60	180	18	1,15
3. Neutrální	180	240	28	1,15

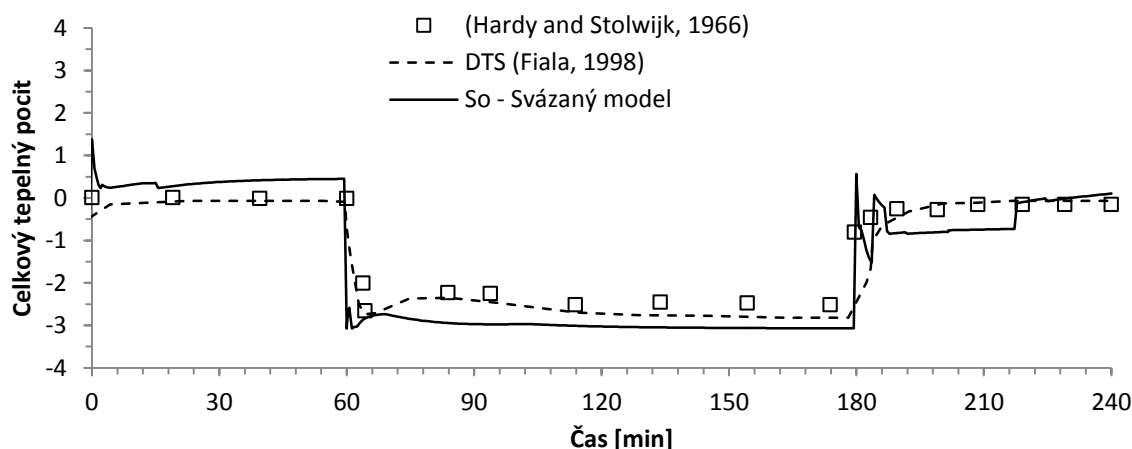
Tab. 8.20 – Konstantní okrajové podmínky

Velikost	ϕ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	40 %	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.15 je znázorněna střední teplota pokožky predikovaná Svázaným modelem porovnávána s výsledky z experimentu a výsledky simulace Fialova modelu. Prvních 120 min se Svázaný model velice dobře shoduje s experimentem, ovšem poté se už začíná střední teplota pokožky ustalovat na teplotu 29,7 °C v čase $t = 180$ min. Fialův model ve stejném čase predikuje 29 °C a naměřená teplota byla 28,3 °C. Po přechodu člověka zpět do teplého prostředí Svázaný model nadhodnocuje střední teplotu pokožky o 1 °C (v čase $t = 240$ min) a více, maximální rozdíl činí 1,6 °C v čase $t = 190$ min.



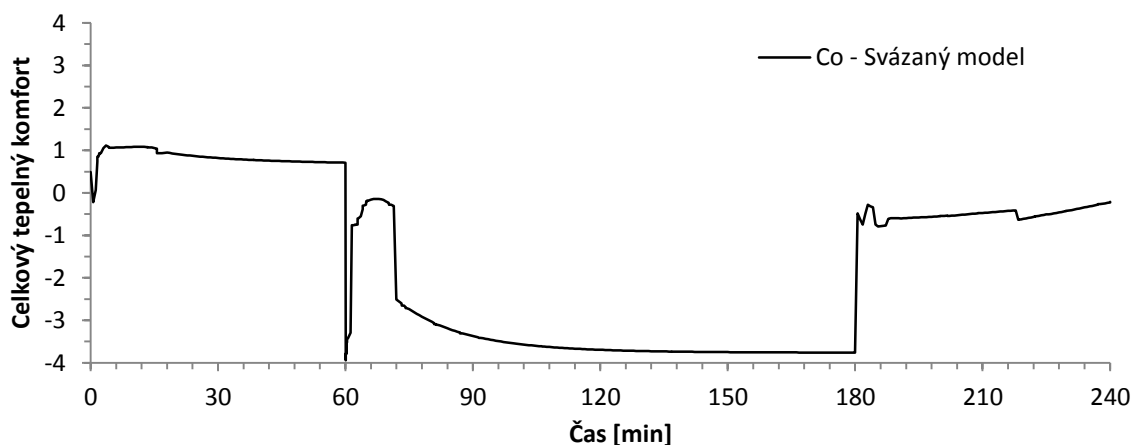
Obr. 8.15 – Střední teplota pokožky ($T_a = T_r = 28-18-28$ °C)



Obr. 8.16 – Celkový tepelný pocit ($T_a = T_r = 28-18-28$ °C)

V tomto experimentu byl rovněž zaznamenáván celkový tepelný pocit, viz obr. 8.16. V grafu je navíc vynesena i predikce tepelného pocitu dle Fialova modelu (index DTS). Během prvních 60 minut je celkový tepelný pocit mírně teplý $S_o = 0,5$. V čase $t = 60$ min, nastává skoková změna celkového tepelného pocitu v důsledku skokové změny okolní teploty. Dynamický jev vnímání tepelného pocitu je ve shodě jak s experimentem, tak i indexem DTS. Následně zůstává člověk po dobu 2 hodin v chladném prostředí o teplotě 18 °C a jeho celkový tepelný pocit je v čase $t = 180$ min velmi chladný $S_o = -3,1$ (dle Fialy DTS = $-2,8$ a experimentu $-2,5$). Přejít zpět do neutrálního prostředí člověk vnímá pozitivně a tepelný pocit je $S_o = -0,8$ a v čase $t > 220$ min už $S_o = -0,1$, což velice dobře odpovídá. Drobné skokové změny v okolí času $t = 180$ min jsou způsobeny samotnou podstatou trojcestného algoritmu Zhang, viz obr. 7.2, který „přepíná“ mezi třemi způsoby výpočtu. Hlavní vliv na způsob výpočtu má počet lokálních tepelných pocitů s kladným, resp. záporným znaménkem. Predikce celkového tepelného pocitu je velice citlivá na jejich změnu znaménka a v případě, že hodnoty lokálních tepelných pocitů oscilují okolo nuly, může docházet ke skokům na vyhodnocení celkového tepelného pocitu.

Celkový tepelný komfort nebyl přímo validován, neboť autoři během měření nerozlišovali pojmy tepelný komfort a pocit. Predikce tepelného komfortu Svázaného modelu je uvedena v grafu na obr. 8.17 bez porovnání s daty z literatury. Z něho vyplývá, že tepelného komfortu bylo dosaženo v první hodině experimentu $C_o = 0,7$. Přejít do chladného prostředí způsobil okamžitý pokles komfortu $C_o = -3,9$, který se ještě po chvíli díky utlumení dynamického vnímání diskomfortu vrátil na chvíli k hodnotě $C_o = -0,2$. Ovšem následně už převládaly chladné pocity na většině částí lidského těla, což vedlo k dalšímu poklesu komfortu v čase $t = 180$ min, $C_o = -3,76$. Při návratu zpět do prostředí o teplotě 28 °C se člověk cítil mnohem lépe, ale stále ne pohodlně, neboť celkový tepelný komfort nabýval v poslední hodině testu hodnot $C_o = -0,7$ až $-0,2$.



Obr. 8.17 – Celkový tepelný komfort ($T_o = T_r = 28-18-28\text{ °C}$)

Neutrální a horké prostředí ($T_o = T_r = 28-48-28\text{ °C}$)

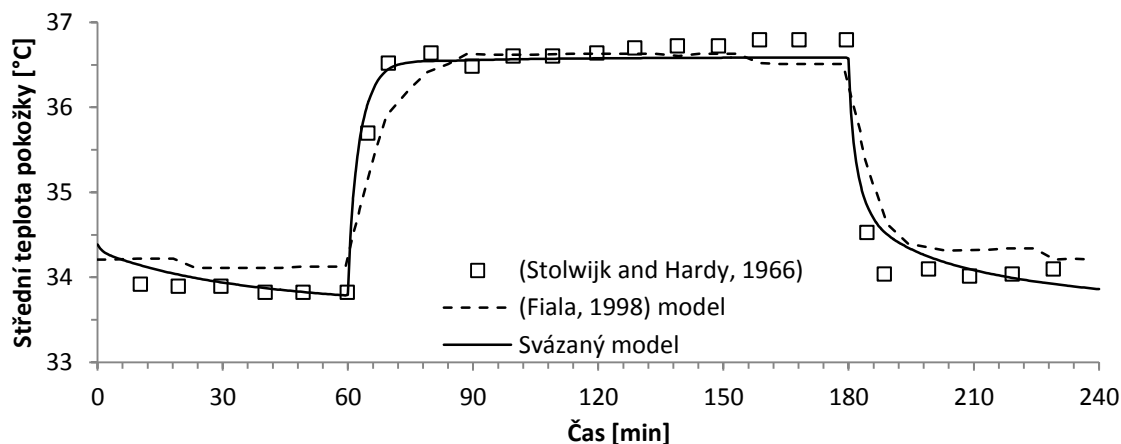
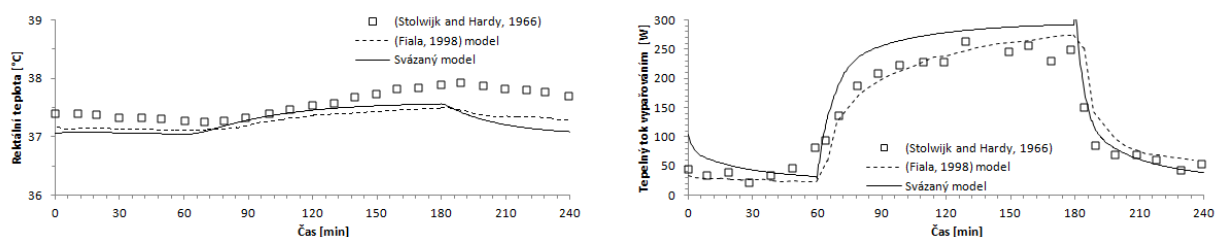
Další testovací scénář pochází z publikace (Stolwijk a Hardy, 1966) a reprezentuje přechod z neutrálního do horkého prostředí a zpět. V tab. 8.21 a 8.22 jsou dány okrajové podmínky experimentu.

Tab. 8.21 – Konstantní okrajové podmínky – $T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

Veličina	ϵ_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	0,93	0,1	0,1	Stojící

Tab. 8.22 – Proměnné okrajové podmínky – $T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

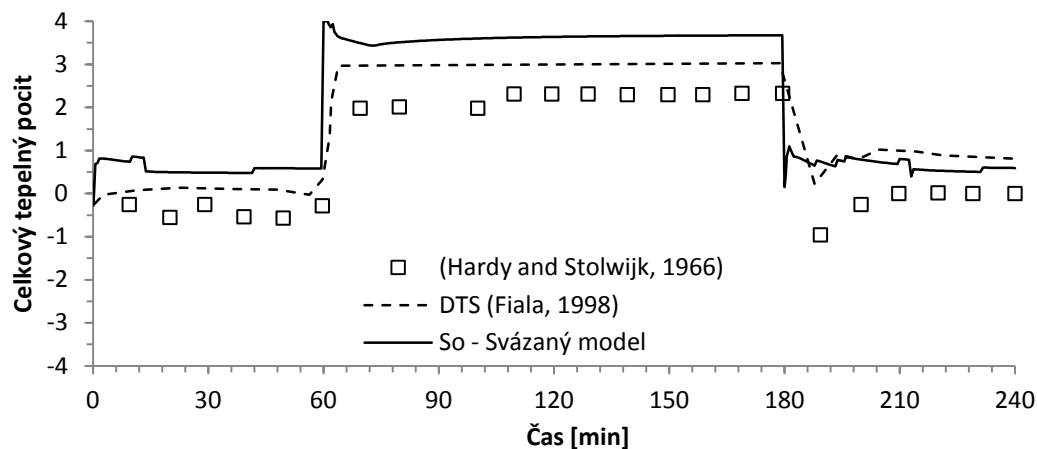
Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [$^{\circ}\text{C}$]	Relativní vlhkost φ	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	29	43 %	2
1. Neutrální	0	60	28	43 %	1
2. Horko	60	180	48	27 %	1
3. Neutrální	180	240	28	43 %	1


Obr. 8.18 – Střední teplota pokožky ($T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Obr. 8.19 – Rektální teplota a tepelný tok vypařováním ($T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$)

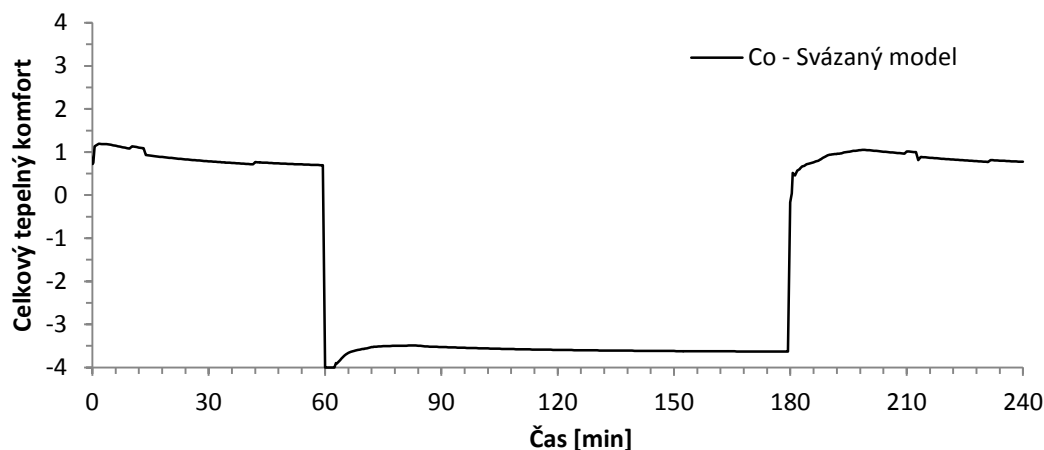
Na obr. 8.18 je znázorněna střední teplota pokožky predikovaná Svázaným modelem a její porovnání s výsledky z experimentu a výsledky simulace Fialova modelu. Z porovnání výsledků lze vidět, že predikce Svázaného modelu kopíruje velice dobře naměřené hodnoty střední teploty pokožky člověka, dokonce lépe než Fialův model. Kromě střední teploty pokožky si odpovídají i rektální teplota a tepelný tok vypařováním, viz obr. 8.19.

Na obr. 8.20 jsou výsledky celkového tepelného pocitu, které se na první pohled liší v horkém prostředí. Svázaný model predikuje vyšší hodnotu než Fialův model i než výsledek experimentu. V čase $t = 180\text{ min}$ je $S_o = 3,3$, index DTS = 3 a výsledek experimentu 2,3. Výsledky z experimentu jsou pro horké prostředí podezřele nízké, neboť $48\text{ }^{\circ}\text{C}$ je skutečně extrémní teplota. Fialův index DTS je definován pouze na 7 bodové stupnici, tudíž výsledek 3 je možným maximem. Celkový tepelný pocit u modelu Zhang nenabývá maximální hodnoty +4, neboť díky pocení poklesla teplota pokožky některých částí a tím i tepelný pocit. Tento pokles teploty probíhá za velmi nepohodlných podmínek, kdy pokrytí pokožky celého člověka potem dosahuje hodnot $w = 0,77$ a pro hrud', záda a pánev $w^{(2,3,4)} = 1$. Celkový tepelný komfort je uveden na obr. 8.21 již bez dalšího srovnání. Lze vidět, že i v takto horkém

prostředí nevychází absolutně roven -4, což je dáno podstatou modelu Zhang, v kterém není v současné podobě zahrnut vliv pocení na tepelný komfort.



Obr. 8.20 – Celkový tepelný pocit ($T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$)



Obr. 8.21 – Celkový tepelný komfort ($T_a = T_r = 28-48-28\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Neutrální a mírně teplé prostředí ($T_a = T_r = 28-33-28\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Tento experiment je z publikace (Stolwijk a Hardy, 1966) a je pro změnu zaměřený na přechod mezi neutrálním prostředím a mírně teplým. V tab. 8.23 a 8.24 jsou dány okrajové podmínky experimentu.

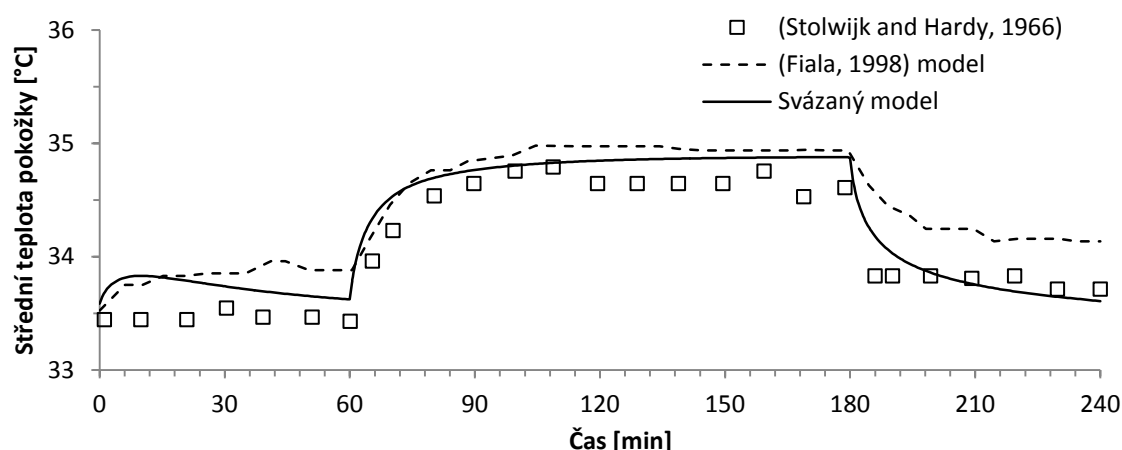
Tab. 8.23 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r\text{ }[^{\circ}\text{C}]$	Relativní vlhkost φ	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	26	37 %	2
1. Neutrální	0	60	27,8	37 %	1
2. Mírně teplé	60	180	33,2	34 %	1
3. Neutrální	180	240	27,8	37 %	1

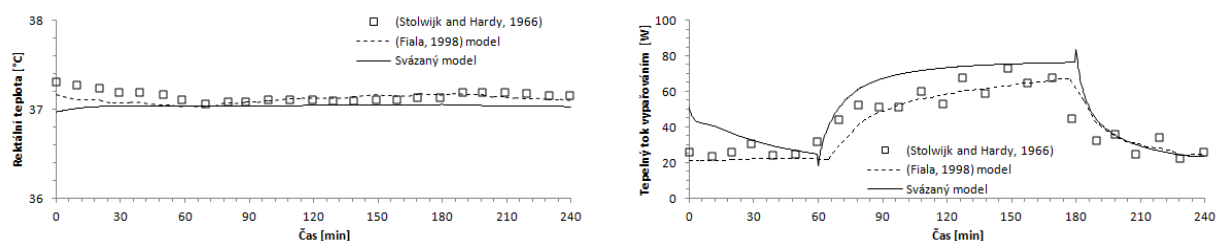
Tab. 8.24 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	ε_w	$v\text{ [m/s]}$	$I_{cl}\text{ [clo]}$	Poloha člověka
Hodnota	0,93	0,1	0,1	Stojící

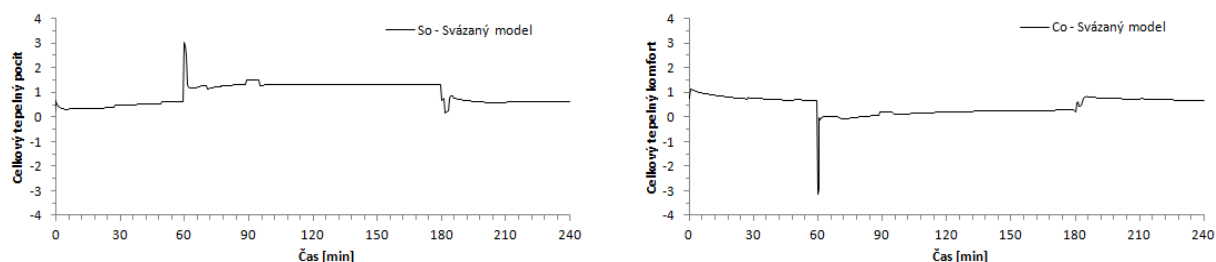
Na obr. 8.22 je uvedeno porovnání výsledků, z něhož vyplývá, že experimentální data se v neutrálním prostředí 28 °C zejména během první hodiny měření se liší až o půl stupně. Jinak si ale predikce střední teploty pokožky Svázaného modelu a Fialova modelu odpovídají. Stejně dobře si odpovídají i rektální teplota a tepelný tok vypařováním, viz obr. 8.23. Na obr. 8.24 je ukázána predikce celkového tepelného pocitu a komfortu již bez dalšího porovnání. V prostředí o teplotě 28 °C vychází přibližně $S_o = 0,5$, $C_o = 0,7$, $w = 0,07$ (0,06 je předpokládané minimum pod kterou vlhkost pokožky nikdy neklesne) v prostředí o teplotě 33 °C je už $S_o = 1,3$, $C_o = 0,2$, $w = 0,28$. Právě zvyšující se vlhkost pokožky již začíná negativně ovlivňovat komfort, zejména v oblasti pánve kde $w^{(4)} = 0,66$, což je daleko za tolerovanou hranicí. Při změně teploty prostředí je velice dobře patrná dynamická změna jak tepelného pocitu, tak i komfortu.



Obr. 8.22 – Střední teplota pokožky ($T_a = T_r = 28-33-28$ °C)



Obr. 8.23 – Rektální teplota a tepelný tok vypařováním ($T_a = T_r = 28-33-28$ °C)



Obr. 8.24 – Predikce celkového tepelného pocitu a celkového tepelného komfortu ($T_a = T_r = 28-33-28$ °C)

Chladné a horké prostředí ($T_a = T_r = 18-42-18$ °C)

Další z experimentů z publikace (Stolwijk a Hardy, 1966) je věnován přechodu z chladného prostředí do horkého a zpět. V tab. 8.25 a 8.26 jsou dány okrajové podmínky experimentu.

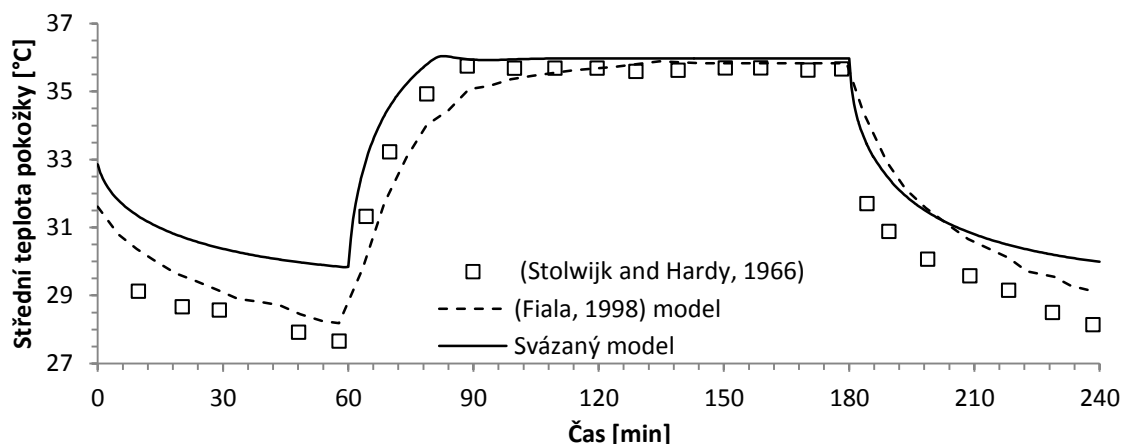
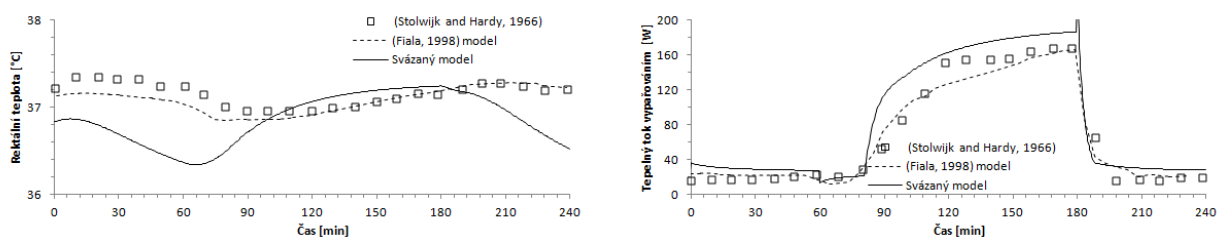
Tab. 8.25 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	24	2
1. Neutrální	0	60	18	1
2. Horko	60	180	42	1
3. Neutrální	180	240	18	1

Tab. 8.26 – Konstantní okrajové podmínky

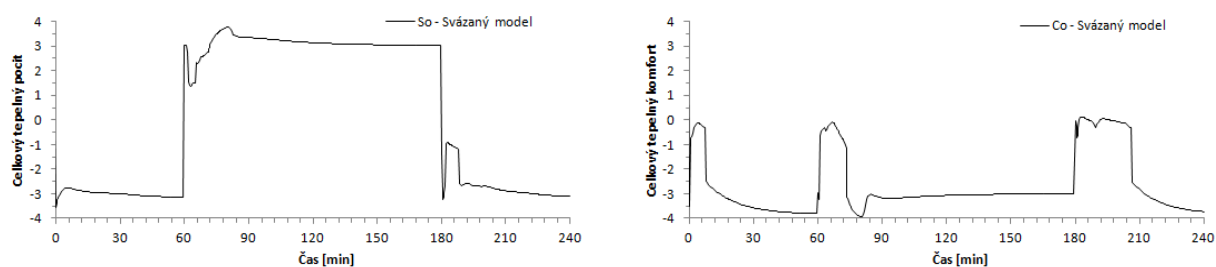
Veličina	ϕ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	30 %	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.25 je uvedeno porovnání výsledků, z něhož vyplývá, že experimentální data a simulace Svázaného modelu si velice dobře odpovídají v horké oblasti, nikoliv však v chladné. Rozdíl v chladné oblasti lze zdůvodnit neodpovídajícím součinitelům přestupu tepla konvekcí. Pokud by se použil Fialův vztah pro výpočet konvekce, predikovaná střední teplota pokožky by odpovídala experimentálním datům lépe. Na obr. 8.26 je opět porovnávána rektální teplota a tepelný tok vypařováním. Rektální teplota v silně proměnlivých podmínkách prostředí je modelem predikována špatně. Dle Svázaného modelu rektální teplota roste v teplém prostředí, ovšem realita je přesně opačná. Lidské tělo reaguje poklesem vnitřní teploty a to z důvodu zachování optimální tělesné teploty pro funkci lidského organismu 37 °C. Tento pokles vnitřní teploty je podrobněji zdůvodněn v (Zhang, 2003). Netýká se pouze rektální teploty, ale také vnitřní teploty jádra ostatních centrálních částí (záda, hrudník a hlava) lidského těla.


Obr. 8.25 – Střední teplota pokožky ($T_a = T_r = 18-42-18$ °C)

Obr. 8.26 – Rektální teplota a tepelný tok vypařováním ($T_a = T_r = 18-42-18$ °C)

Na obr. 8.27 je opět již bez dalšího porovnání uvedena predikce celkového tepelného pocitu a komfortu. Z výsledků je patrné, že přechod z chladného prostředí $S_o = -3$ do velmi

teplého $S_o = 3$ či naopak na chvíli sníží nepohodlí. Při navrácení se do chladného prostředí se dokonce na malý okamžik vyhoupla predikce celkového tepelného komfortu až k hodnotě $C_o = 0,1$, ale po jisté době se vrací k hodnotám $C_o = -3$ a menším.



Obr. 8.27 – Predikce celkového tepelného pocitu a celkového tepelného komfortu ($T_a = T_r = 18-42-18\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Horké a chladné prostředí ($T_a = T_r = 43-17-43\text{ }^{\circ}\text{C}$)

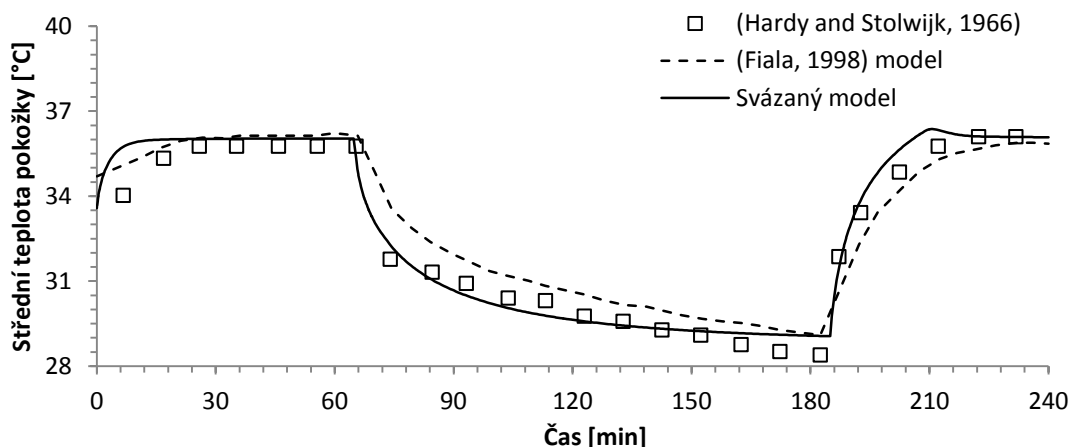
Další z experimentů z publikace (Hardy a Stolwijk, 1966) je věnován přechodu z horkého prostředí do chladného a zpět. V tab. 8.27 a 8.28 jsou dány okrajové podmínky experimentu. Na obr. 8.28 a 8.29 je opět uvedeno porovnání výsledků modelů a experimentů, z něhož vyplývá, že experimentální data a simulace Svázaného a Fialova modelu si velice dobře odpovídají během celého testovacího scénáře, kromě rektální teploty. Na obr. 8.30 je uvedena predikce celkového tepelného pocitu a komfortu. Celkový tepelný pocit je po většinu scénáře buď velmi chladno $S_o < -3$, nebo velmi teplo $S_o > 3$. Krátce po změně teploty okolí se nepohodlí na chvíli sníží, při přechodu do chladného prostředí dokonce celkový tepelný komfort na malý okamžik překročí do pozitivních hodnot ($C_o = 0,1$), ale jinak převládá nespokojenost a člověk se cítí velmi nepohodlně $C_o < -3$.

Tab. 8.27 – Proměnné okrajové podmínky

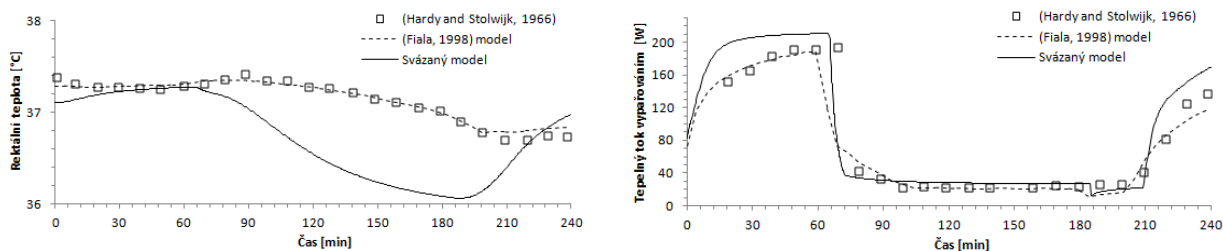
Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r\text{ }[^{\circ}\text{C}]$	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	25	2,5
1. Neutrální	0	65	43	1
2. Horko	65	185	17	1
3. Neutrální	185	240	43	1

Tab. 8.28 – Konstantní okrajové podmínky

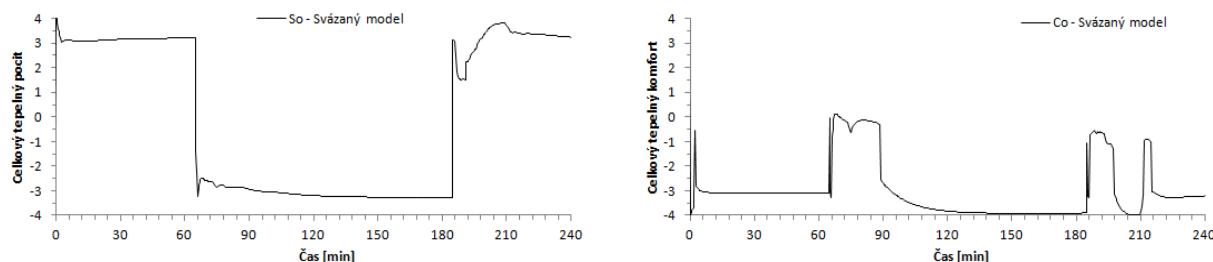
Veličina	ϕ	ε_w	$v\text{ [m/s]}$	$I_{cl}\text{ [clo]}$	Poloha člověka
Hodnota	30 %	0,93	0,1	0,1	Stojící



Obr. 8.28 – Střední teplota pokožky ($T_a = T_r = 43-17-43\text{ }^{\circ}\text{C}$)



Obr. 8.29 – Rektální teplota a tepelný tok vypařováním ($T_a = T_r = 43-17-43$ °C)



Obr. 8.30 – Predikce celkového tepelného pocitu a celkového tepelného komfortu ($T_a = T_r = 43-17-43$ °C)

8.2.2 Změna vykonávané činnosti

Druhou skupinu transienčních homogenních scénářů tvoří změna vykonávané činnosti. Při návrhu vnitřního prostředí kabin automobilů je obvykle intenzita vykonávané činnosti téměř konstantní a velmi nízká 1 až 1,2 met. 1 met odpovídá klidnému sezení, v případě řidiče je intenzita vykonávané činnosti o něco větší 1,2 met (lehká v práce vsedě), neboť řízení vozu či soustředění na jízdu je již náročnější aktivitou. Experimenty prováděné za účelem určení tepelného stavu člověka při náročnějších aktivitách (chůze 3 met, jízda na kole 5 met, běh, fotbal apod. 8 met, sprint 9 met) souvisí tedy spíše s aplikacemi ve vrcholovém sportu, či mají význam pro armádu. Predikce tepelného stavu člověka při vykonávání náročných fyzických aktivit, které se navíc v čase mění, je jednou z nejobtížnějších. Je to z toho důvodu, že se při fyzické zátěži velice dynamicky mění vnitřní teplota lidského těla. Dalším obtížným úkolem je správné určení součinitelů přestupu tepla konvekcí, které jsou velice závislé nejen na intenzitě vykonávané činnosti, ale hlavně na pohybové aktivitě. U těchto experimentů je pouze porovnávána střední teplota pokožky, tepelný pocit či komfort nebyl vyhodnocován.

Různé hodnoty metabolismu (met = 1-9-1)

(Saltin a kol., 1970) studoval vliv intenzity vykonávané činnosti na vývoj střední teploty pokožky, metabolickou produkci tepla a intenzitu pocení. Tři testovací osoby prováděly cyklickou fyzickou aktivitu s fázemi odpočinku a těžké zátěže, viz tab. 8.29 při konstantních podmínkách viz tab. 8.30.

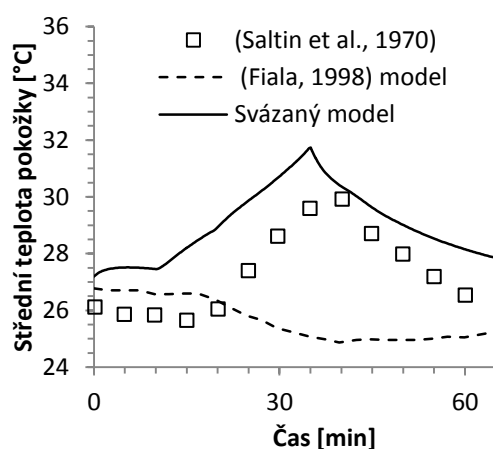
Tab. 8.29 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	7	3
1. Odpočinek	0	10	10	1
2. Extrémní zátěž	10	35	10	9
3. Odpočinek	35	70	10	1

Tab. 8.30 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	40 %	0,93	0,1	0,1	Stojící

Na obr. 8.31 vlevo je zřetelný nárůst střední teploty pokožky, který je způsoben zvýšenou produkcí tepla při vykonávání fyzicky namáhavé činnosti. Z experimentu lze vidět, že střední teplota pokožky reaguje na zvýšení intenzity činnosti až po 10 minutách. Toto zpoždění Svázaný model nebere v potaz a trochu nadhodnocuje střední teplotu pokožky, zhruba o 1 °C. Ovšem tvar predikované funkce koresponduje s měřením, oproti Fialovu modelu, který reaguje v tomto případě velmi špatně. Fiala špatnou predikci zdůvodňuje způsobem připevnění termočlánků na pokožku pomocí neprodyšné pásky. Ta mohla podstatně ovlivnit tepelné ztráty vypařováním, případně i konvekcí, čímž by naměřená teplota byla vyšší oproti skutečné. Fiala své tvrzení podložil numerickým modelem tepelné výměny na povrchu člověka.


Obr. 8.31 – Střední teplota pokožky pro různé hodnoty metabolismu ($met = 1-9-1$)

Různé hodnoty metabolismu ($met = 1-3-1-5-1-8-1$)

(Stolwijk a kol., 1971) při validaci svého modelu rovněž použil experimentální data s proměnlivou intenzitou vykonávané činnosti. V tomto případě se jednalo o stále se navyšující fyzickou aktivitu od lehké až po těžkou. Fáze zátěže trvala vždy 30 minut a po ní následoval 30 minut odpočinek, viz tab. 8.31, ostatní okrajové podmínky jsou v tab. 8.32.

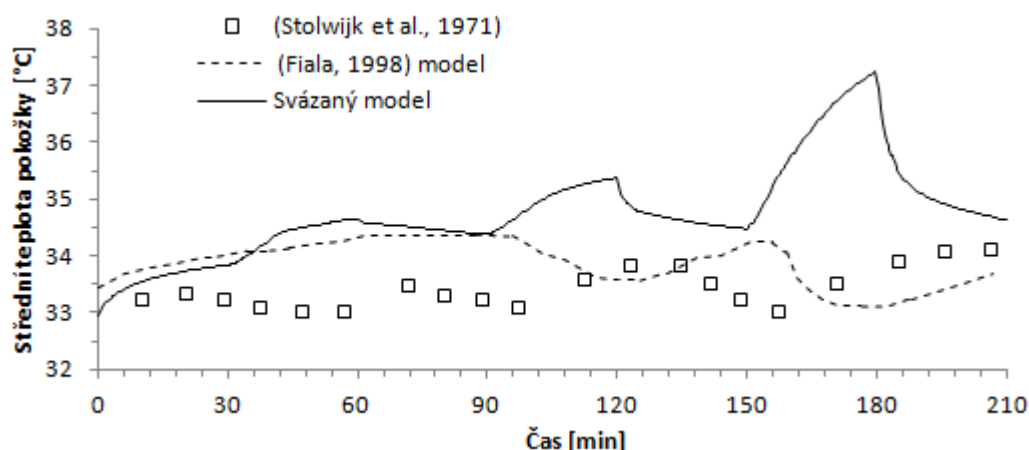
Tab. 8.31 – Proměnné okrajové podmínky

Fáze	Začátek [min]	Konec [min]	Okolní teplota $T_a = T_r$ [°C]	M [met]
0. Stabilizační	-60	0	27	1
1. Odpočinek	0	30	30	1
2. Lehká zátěž	30	60	30	3
3. Odpočinek	60	90	30	1
4. Střední zátěž	90	120	30	5
5. Odpočinek	120	150	30	1
6. Těžká zátěž	150	180	30	8
7. Odpočinek	180	210	30	1

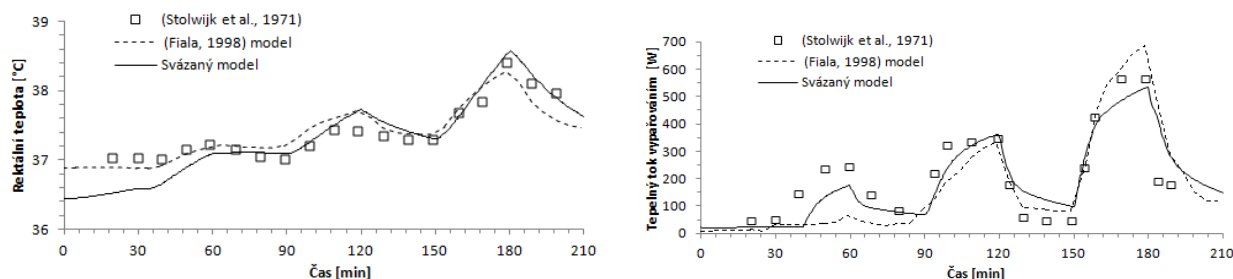
Tab. 8.32 – Konstantní okrajové podmínky

Veličina	φ	ε_w	v [m/s]	I_{cl} [clo]	Poloha člověka
Hodnota	30 %	0,93	0,1	0,1	Stojící

Z experimentálních dat na obr. 8.32 lze vidět pozvolný nárůst střední teploty pokožky se zvyšující se aktivitou, během odpočinku tato teplota opět pozvolna klesá. U Svázaného modelu lze vidět zřetelně nárůst střední teploty pokožky při aktivitě a také její okamžitý pokles po jejím skončení. Svázaný model velice rychle až příliš reaguje na změnu vykonávané činnosti, což je zřetelné při změně fáze zátěže na odpočinek. Predikované střední teploty pokožky ať už Svázaného či Fialova modelu nejsou příliš přesné. Jednou z příčin je vykonávaný pohyb lidského těla při dané činnosti, který má bezpochyby vliv na tepelnou výměnu člověka konvekcí, a který není v modelu uvažován. Další příčina chyb, která je vnesena do simulací, je předpoklad okamžité maximální produkce tepla při započetí fyzické aktivity. Není bráno v úvahu pozvolné zvyšování metabolické produkce tepla, nýbrž skokové.



Obr. 8.32 – Střední teplota pokožky pro různé hodnoty metabolismu ($met = 1-3-1-5-1-8-1$)



Obr. 8.33 – Rektální teplota a tepelný tok vypařováním pro různé hodnoty metabolismu ($met = 1-3-1-5-1-8-1$)

Další fyziologické parametry jako je rektální teplota či tepelný tok vypařováním jsou predikovány podstatně lépe, viz obr 8.33. Lze vidět, že tepelné ztráty vypařováním (zejména pocením) činí při nejtěžší činnosti až 536 W. Pokud by byl zanedbán limit tepelných ztrát vypařováním dle rovnice (7.28), střední teplota pokožky by během nejintenzivnější činnosti byla 35,3 °C namísto 37,2 °C, při tepelných ztrátách vypařováním 684 W. Tento scénář ukázal omezené schopnosti Svázaného modelu predikovat povrchové teploty při vyšších intenzitách činností.

8.3 Nehomogenní okrajové podmínky

V této podkapitole jsou uvedeny výsledky testování svázaného modelu tepelného komfortu v nehomogenním prostředí kabiny automobilu, které byly prezentovány na posteru, viz publikace [IX]. V programu Theseus-FE byly vytvořeny simulace tepelného

komfortu v kabině automobilu v závislosti na poloze Slunce vůči kabině automobilu a elevačnímu úhlu, pod kterým dopadají sluneční paprsky. Ze simulací v programu Theseus-FE byly získány hodnoty absorbovaného slunečního záření jednotlivými částmi lidského těla, které byly použity jako vstupní hodnoty do svázaného modelu tepelného komfortu. Program Theseus-FE rovněž obsahuje modul na vyhodnocení tepelného komfortu, tj. Fialův model. Výsledky Fialova modelu byly použity pro ověření funkčnosti Svázaného modelu tepelného komfortu v nehomogenních prostředích

8.3.1 Vliv polohy Slunce vůči automobilu na tepelný komfort

Vzhledem ke složitosti vnitřního prostředí kabiny automobilu (viz kapitola 6) a množství parametrů, které ovlivňují tepelný komfort, byly uvažovány pro modelové scénáře následující zjednodušující předpoklady:

- V kabině klimatizace udržuje konstantní teplotu vzduchu 24°C.
- Teplota vnějších povrchů je rovněž 24°C.
- Rychlostní pole uvnitř automobilu je homogenní, rychlost proudění vzduchu je předpokládáno 0,15 m/s.

Další vstupní hodnoty společné všem scénářům:

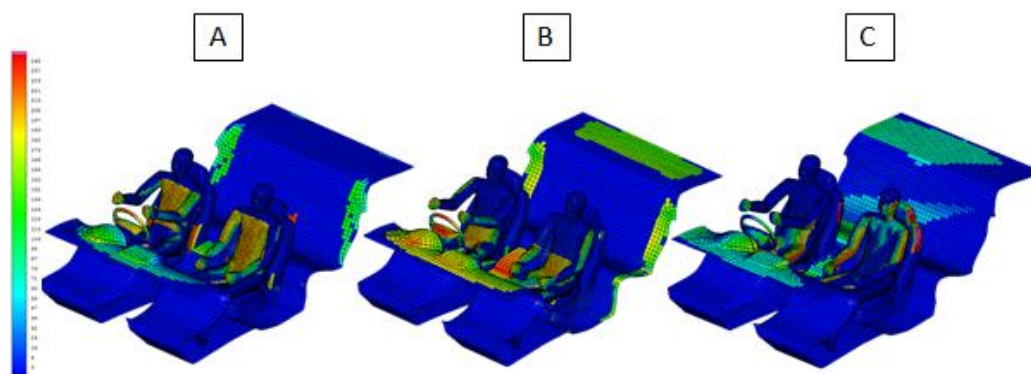
- Relativní vlhkost 40 %.
- Aktivita sezení (metabolická produkce tepla 1,2 met).
- Letní oděv 0,6 clo – viz tab. 8.33.
- Intenzita slunečního záření na plochu kolmou ke slunečním paprskům byla uvažována 545 W/m². V Theseu-FE byla vypočtena maximální intenzita absorbovaného slunečního záření na povrchu člověka přibližně 210 W/m². Hodnota absorbovaného slunečního záření je nejvíce ovlivněna sklonem a trasmisivitou skel (byla uvažována 55%) a absorptivitou povrchu člověka (byla uvažována 1).
- Emisivita okolních stěn byla uvažována $\varepsilon_w = 0,93$.
- Kontaktní plocha člověka se sedadlem: 33 % z plochy stehen, 33 % z plochy pánve a 20 % z plochy zad. Povrchová teplota kontaktních ploch byla vyhřívána na 36 °C.

Poloha Slunce	A	B	C
Elevace	25°	50°	25°
směr dopadajících paprsků	skrz čelní sklo	skrz čelní sklo	skrz boční sklo

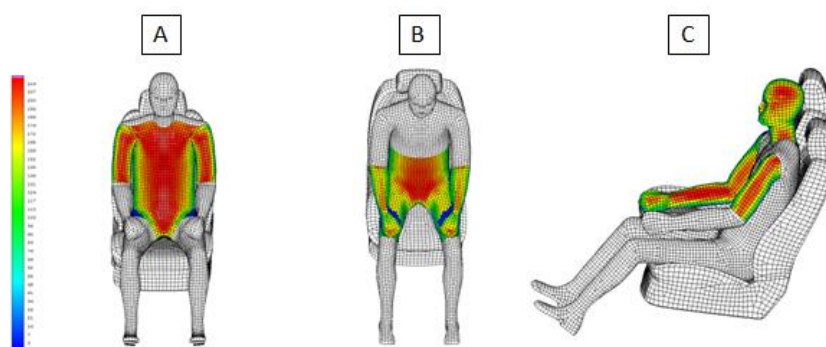


Obr. 8.34 – Vliv úhlu dopadajících paprsků na tepelný komfort – definice modelových scénářů

Jednotlivé scénáře se tedy liší pouze směrem dopadajících paprsků na kabinu automobilu, viz obr. 8.34 a tedy i intenzitou absorbovaného slunečního záření jednotlivými částmi lidského těla, viz obr. 8.35 a 8.36.



Obr. 8.35 – Intenzita absorbovaného slunečního záření [W/m^2] uvnitř kabiny automobilu – výpočet proveden v programu THESEUS-FE 4.0 (škála 0 – 245 W/m^2).



Obr. 8.36 – Části lidského těla vystavené slunečním paprskům – simulace v programu THESEUS-FE (škála 0 – 214 W/m^2).

Tab. 8.33 – Jediné uvažované nehomogenní okrajové podmínky

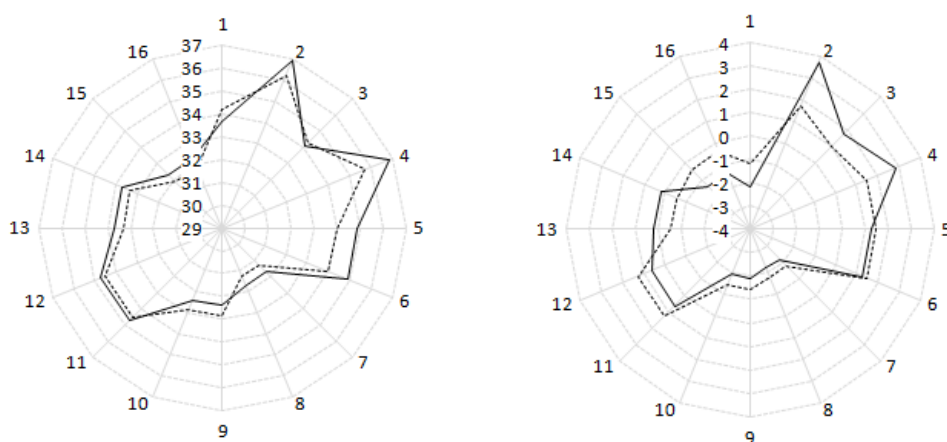
Segmenty dle Tanabeho modelu	I_{cl} [clo]	Absorbované sluneční záření [W]		
		A	B	C
1. hlava	0	0	0	8,14
2. hrud'	0,381	18,85	0	0
3. záda	0,381	0	0	0
4. pánev	0,596	16,88	17,68	0
5. levá paže	0,159	6,49	0	5,88
6. pravá paže	0,159	6,49	0	3,29
7. levé předloktí	0	0	4,51	0
8. pravé předloktí.	0	0	4,51	4,94
9. levá ruka	0	0	2,36	0
10. pravá ruka	0	0	2,36	2,28
11. levé stehno	0,894	0	3,36	0
12. pravé stehno	0,894	0	3,36	0
13. levé lýtko	1,140	0	0	0
14. pravé lýtko	1,140	0	0	0
15. levé chodidlo	1,510	0	0	0
16. pravé chodidlo	1,510	0	0	0
Celé tělo	0,580	48,71	38,14	24,53

Tento testovací příklad zjednodušil nehomogenní okrajové podmínky prostředí pouze na odlišné hodnoty tepelné zátěže slunečním zářením, viz tab. 8.33. V tabulce je rovněž uvedena specifikace lokálních tepelných odporů letního oděvu. Hodnota intenzity absorbovaného slunečního záření byly pronásobeny plochou příslušných segmentů dle

Tanabeho, čímž byla obdržena lokální a celková tepelná zátěž slunečním zářením. Z tab. 8.33 lze vyčíst, že z těchto tří scénářů je lidské tělo nejvíce vystaveno slunečnímu záření v případě A – sluneční paprsky prostupující skrz čelní sklo s elevačním úhlem 25°, dále pak v případě B – sluneční paprsky prostupující skrz čelní sklo s elevačním úhlem 50°, a nejméně v případě C – sluneční paprsky prostupující skrz boční sklo s elevačním úhlem 25°.

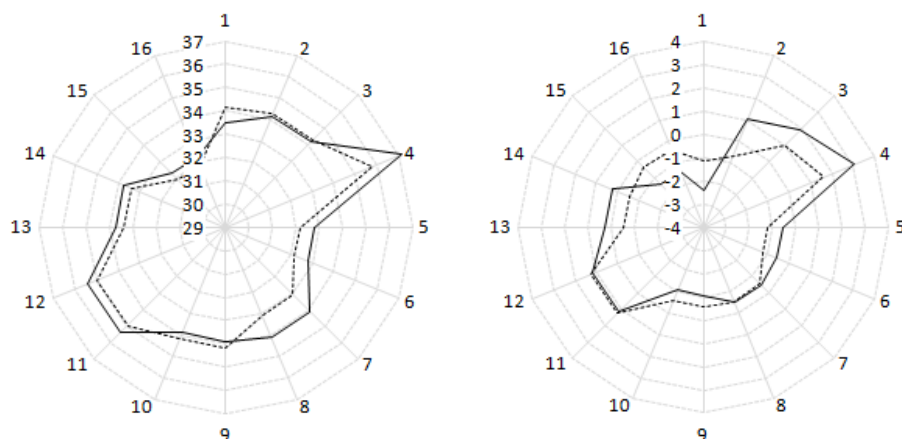
Výsledky porovnání Svázaného a Fialova modelu po 1 hodinové tepelné zátěži člověka v kabině automobilu jsou prezentovány níže na obr. 8.37 až 8.39. Vlevo je vždy prezentována teplota pokožky, která se liší maximálně o 1 °C pro všechny tři scénáře. Vpravo je naopak porovnání predikce tepelných pocitů pro jednotlivé části těla. Celkově lze tedy říci, že Fialův model a Svázaný model se docela dobře shodují, zejména při predikci povrchových teplot pokožky, o něco hůře pak pro tepelné pocity jednotlivých částí lidského těla.

— Svázaný model - - - - - THESEUS-FE - Fiala



Obr. 8.37 – (A) Elevační úhel 25° – směr parsků skrz čelní sklo. Lokální teplota pokožky a lokální tepelný pocit. Označení jednotlivých částí dle Tanabeho je následující: 1 – hlava, 2 – hrud', 3 – záda, 4,5 – L.a P. paže, 6,7 – L.a P. předloktí, 8,9 – L.a P. ruka, 10,11 – L.a P. stehno, 12,13 L.a 14,15 P. lýtko, 15,16 L.a P. chodidlo.

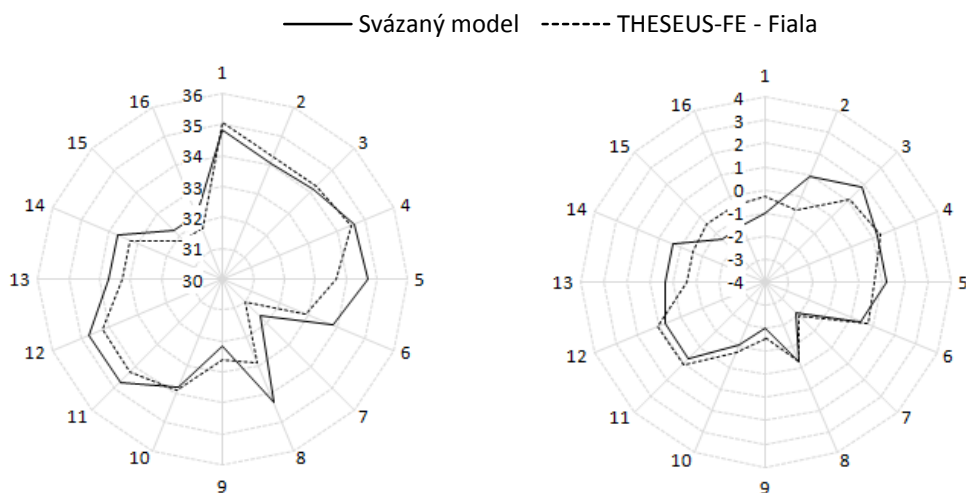
— Svázaný model - - - - - THESEUS-FE - Fiala



Obr. 8.38 – (B) Elevační úhel 50° – směr parsků skrz čelní sklo. Lokální teplota pokožky a lokální tepelný pocit.

Lze vidět, že správná predikce povrchové teploty nemusí nutně znamenat totožný tepelný pocit. Např. na obr. 8.38 pro oblast zad, teplota pokožky je jak u Fialova tak Svázaného modelu rovna 34 °C, ovšem tepelný pocit dle indexu DTS vychází +1 mírně teplý naopak tepelný pocit dle Zhang vychází -0,5 mírně chladný. Hlavním důvodem je odlišné

nastavení vnímání neutrálního tepelného pocitu zad (u Svázaného modelu 33,4 °C, u Fialova 34,4 °C).



Obr. 8.39 – (C) Elevační úhel 25° – směr parsků skrz boční sklo. Lokální teplota pokožky a lokální tepelný pocit.

Nejlépe z hlediska celkového tepelného komfortu dopadl případ (C) $S_o = 0,18$, $C_o = -0,06$, následně (B) $S_o = 0,4$, $C_o = -0,47$ a nakonec (C) $S_o = -0,24$, $C_o = -0,91$. Přestože teplota vzduchu byla 24 °C tj. o 1,5 °C nižší než neutrální stav člověka v letním oděvu, díky vyhřívání sedadla na teplotu 36 °C, by člověk pociťoval mírně teplý tepelný pocit, ovšem nebylo by to pro něj pohodlné. Bez uvažování slunečního záření by rozhodující vliv měl tepelný odpor oděvu, tj. horní končetiny a hlava by byly chladné, naopak centrální části jsou teplé a to i díky vyhřívání sedadla. Intenzita slunečního záření nebyla nijak extrémní, neboť 545 W/m² v rovině kolmé na dopad paprsků odpovídá běžnému mírně zataženému podzimnímu dni. Při elevaci 25° je pak intenzita na vodorovnou plochu 230 W/m² a při elevaci 50° to je 420 W/m². Díky tomu, že sluneční paprsky dopadly v případě (C) převážně na odhalené části těla, vychází tepelný komfort nejlépe. Naopak v případě (A) většinu slunečního záření absorbují centrální části, které už samy o sobě byly dostatečně teplé.

8.4 Shrnutí Svázaného modelu tepelného komfortu

Svázaný model tepelného komfortu je vícesegmentový model tepelného komfortu, který využívá detailní model fyziologie člověka (modifikovaný Tanabeho model) a model tepelného komfortu dle Zhang. Model byl otestován pro rozmezí teplot okolního prostředí od 5 °C do 48 °C, intenzity vykonávané činnosti M od 0,8 do 9 met, celkového tepelného odporu oděvu I_{cl} od 0 do 1 clo a také pro tepelnou zátěž od slunečního záření. Model Zhang byl převzat téměř v celé podobě. Model dle Zhang byl autorkou modelu validován pro teploty od -7 °C do 43 °C včetně uvažování vlivu slunečního záření. Dále byl model Zhang validován pro letní (0,5 clo) a zimní oděv (1 clo), lehké aktivity (lehká práce vsedě do 1,2 met). Převzaté vztahy pro výpočet konvekce kolem povrchu člověka (Silva a Coelho, 2002) jsou platné pro rychlosti vzduchu 0 až 4 m/s.

Z výsledků Svázaného modelu tepelného komfortu lze vidět, že díky pocení klesne střední teplota pokožky a tím také celkový tepelný pocit a vzroste komfort. Je to dáno tím, že

v modelu dle Zhang není uvažován vliv pocení na snížení tepelného komfortu, jak je to např. u modelu dle Gagge, viz podkapitola 3.4.1. Ve skutečnosti pocení negativně ovlivňuje celkový tepelný komfort a je nutné jej nějakým způsobem sledovat. Svázaný model vyhodnocuje míru zpocení pokožky dle tzv. skin wettedness. Pokud míra pokrytí pokožky potem w nepřekročí hodnotu 0,3, nemá dle (Gagge a kol., 1969) pocení vliv na tepelný komfort.

Přesnost predikce střední teploty pokožky byla ve většině případů v rozmezí 1 °C, u scénáře s proměnlivou intenzitou vykonávané činnosti byly výsledky predikce velice špatné. Fyziologický model predikoval scénáře s lehkými aktivitami celkem přesně, při vyšších aktivitách dochází již k nezanedbatelným chybám výpočtu. Vzhledem k tomu, že model je určen k predikci tepelného komfortu v kabinách automobilů, není tento nedostatek zásadní. Navíc Svázaný model je limitován modelem dle Zhang pouze pro lehké aktivity, tj. do 1,2 met. Validace fyziologického modelu prokázala nedostatečnou predikci vnitřní teploty člověka a to zejména pro chladné prostředí. Tento nedostatek vedl ke zjednodušení modelu tepelného komfortu dle Zhang pouze na uvažování povrchové teploty pokožky, nikoliv už vnitřní teploty. Výsledná predikce tepelného pocitu a komfortu odpovídá indexu DTS a experimentům, co se týče průběhu dynamického tepelného pocitu. Svázaný model podobně jako indexy DTS, PMV nezohledňují vliv pocení na tepelný komfort. Pro účely vyjádření vlivu pocení na tepelný komfort se používají fyziologické indexy vyjadřující tepelný stres člověka, např. míra pokrytí pokožky potem w , index TDISC dle Gagge, apod.

Je na místě, že predikované hodnoty teplot pokožky různými modely se mírně liší, příčinou je zejména různé rozdělení lidského těla na jednotlivé segmenty a různé složení tkáně, neboť každý model popisuje jinak definovaného „průměrného“ člověka. (tj. odlišná výška, hmotnost, množství tuku, apod.). V případě predikce tepelných pocitů a komfortu je situace ještě daleko složitější, neboť se zvyšuje množství parametrů, které mají vliv na výsledek. Modely vychází z různých experimentů, které probíhaly za různých podmínek a hlavně na různém vzorku lidí. V případě malého počtu testovaných lidí mohou být výsledky měření ovlivněny momentálním psychickým rozpoložením či fyziologickými dispozicemi (např. různý věk, aklimatizace apod.).

9 ZÁVĚR

Cílem disertační práce bylo svázání fyziologického modelu člověka s modelem tepelného komfortu. Hlavním požadavkem na vyvíjený model byla jeho aplikovatelnost pro vnitřní prostředí kabin automobilů, které je specifické svojí nehomogenitou a dynamickými změnami okolních podmínek. Analýza parametrů ovlivňujících tepelný komfort uvnitř kabiny automobilu vedla k potřebě vytvořit validovaný model na výpočet tepelné zátěže kabiny.

První část práce byla zaměřena na seznámení se s řešenou problematikou. Nejprve byly rozebrány vlivy působící na mikroklima v kabině automobilu a základní způsoby úpravy mikroklimatu. Větší pozornost byla věnována principu a popisu klimatizační jednotky, u které byla zmíněna i aktuální problematika ekologických chladiv. Dalším tématem byl tepelný komfort, který úzce souvisí s přenosem tepla, fyziologií člověka a ergonomií prostředí. Zmíněny byly i způsoby měření tepelného komfortu, nicméně podstatná část práce je věnována modelům fyziologie člověka a tepelného komfortu. Popis fyziologie člověka byla zaměřena na princip tepelné výměny člověka s okolím, přenos tepla uvnitř lidského těla a fungování termoregulace člověka. Z provedené rešerše byly vybrány vhodné modely pro tvorbu Svázaného modelu, jednalo se zejména o modely Fiala, Tanabe, Nilsson a Zhang, z nichž byly nakonec vybrány Tanabeho fyziologický model a model Tepelného komfortu dle Zhang. Teoretickou část zakončuje velice stručný popis vývojového prostředí Modelica/Dymola, které bylo využito pro vytvoření modelů, a také simulačního prostředí Theseus-FE, který byl využit při validaci.

Ve druhé části byl popsán a validován Model tepelné zátěže kabiny, jehož hlavní přínos spočívá v možnosti predikce mikroklimatu v kabině automobilu během různých provozních podmínek. Model byl validován na základě experimentálních dat naměřených v klimatické komoře, přičemž se jednalo o scénáře chlazení a vytápění vozů VW Polo a Golf za extrémně teplého a extrémně chladného dne. Druhá skupina validačních dat pochází z vlastních měření ve skutečných provozních podmínkách, která byla provedena s vozem Škoda Felicia Combi. Vyhodnocení vlastních měření přispěla značným dílem k pochopení probíhajících dějů uvnitř kabiny. Jejich role je nezastupitelná, neboť u převzatých měření nemusí být vždy definovány všechny potřebné veličiny. Hlavní předností měření provedených na voze Škoda Felicia bylo změření povrchových teplot kabiny vozu, zejména v interiéru. Validace modelu byla zaměřena na predikci střední teploty vzduchu v kabině a jeho relativní vlhkosti a jejich predikce se ukázala jako dobrá. Kromě těchto veličin byly v simulacích sledovány také povrchové teploty, jejichž predikce již nebyla tak spolehlivá. Jak se v průběhu řešení ukázalo, předpoklad parametrizované geometrie byl pro správný výpočet povrchových teplot uvnitř kabiny příliš zjednodušující. Pokud by měl model v budoucnu sloužit pro účely predikce tepelného komfortu uvnitř (ne pomocí PMV, ale pomocí vícesegmentového modelu, např. Svázaného modelu), bylo by nezbytné rozšířit parametrizaci i na podrobný popis interiéru.

Ve třetí části byl popsán a validován Svázaný model tepelného komfortu, který propojil fyziologický model upraveného Tanabeho modelu a model tepelného komfortu dle Zhang. Svázaný model byl otestován zejména pro homogenní stacionární a proměnné okrajové podmínky, ale také pro nehomogenní podmínky. Výsledky Svázaného modelu byly

porovnány s daty dostupnými v literatuře: s experimentálními výsledky, s Fialovým modelem a částečně i s modelem PMV-PPD. Porovnání výsledků ukázalo, že propojení Tanabeho a modelu Zhang je slibnou cestou, jak predikovat tepelnou pohodu v nehomogenních prostředích s časově proměnnými podmínkami. Z porovnání výsledků modelů a měření vyplývá, že prezentovaný model dostatečně přesně predikuje střední teplotu pokožky, o něco hůře pak lokální teploty pokožky. Při propojování modelu se ukázala potřeba drobných úprav modelů. Jako zásadní se ukázal problém nepřesné predikce vnitřní tělesné teploty v chladném prostředí, který vedl ke zjednodušení modelu tepelného komfortu dle Zhang. Ve finální verzi Svázaného modelu byla odebrána závislost dynamického tepelného pocitu (v oblasti hlavy, zad, hrudi a pánve) na vnitřní tělesné teplotě a v modelu se tedy předpokládá pouze závislost tepelného pocitu na teplotě pokožky. Vnímání komfortu spojeného s mírou pocení, tj. mírou pokrytí pokožky potem, je vyhodnoceno zvlášť a není tedy zahrnuto přímo do výpočtu tepelného pocitu. Hlavní výhodou Svázaného modelu tepelného komfortu je jeho použitelnost pro dynamické a nehomogenní podmínky okolního prostředí při jeho relativní jednoduchosti a nízké výpočetní náročnosti. Výsledky práce lze shrnout do následujících závěrů.

1) Byl vytvořen a validován Model tepelné zátěže kabiny

- Predikce tepelné zátěže kabiny, teploty a relativní vlhkosti uvnitř vozu byly relativně přesné, i přes uvažování jednoduché parametrizace geometrie exteriéru kabiny.
- Vzhledem k absenci podrobnější parametrizace geometrie interiéru vozu jsou povrchové teploty interiéru predikovány s vyšší nepřesností.
- Využití zjednodušeného modelu konvekce je dalším důvodem méně přesné predikce povrchových teplot.
- Model tepelné zátěže byl testován pro teploty okolí od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $43\text{ }^{\circ}\text{C}$, intenzity slunečního záření do 1000 W/m^2 , rychlosti jízdy do 110 km/h , množství přiváděného vzduchu do $0,15\text{ kg/s}$, teplota přiváděného vzduchu od $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $60\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- Model tepelné zátěže je možné použít v celém rozsahu testovaných podmínek.

2) Byl vytvořen a validován Svázaný model tepelného komfortu

- Model umožňuje predikovat tepelný komfort v nehomogenních prostředích včetně jeho dynamického chování s některými omezeními.
- Svázaný model tepelného komfortu byl testován pro rozmezí teplot okolního prostředí od $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $48\text{ }^{\circ}\text{C}$, intenzity vykonávané činnosti od 0,8 do 9 met, celkového tepelného odporu oděvu od 0 do 1 clo a také pro tepelnou zátěž od slunečního záření.
- Svázaný model tepelného komfortu není možné použít v celém rozsahu testovaných podmínek. Hlavním omezením modelu oproti testovaným hodnotám je intenzita vykonávané činnosti, jejíž maximální doporučená hodnota je pouze 1,2 met. Toto omezení vyplývá zejména ze skutečnosti, že model dle Zhang je navržen pouze do aktivity 1,2 met. Model je tedy určen pro vyhodnocování tepelného komfortu během

lehké aktivity vsedě, což odpovídá běžné činnosti vykonávané v prostředí kabin dopravních prostředků.

- Validací bylo prokázáno, že pro intenzivní fyzické činnosti (8 met a více) v neutrálním prostředí je predikce teploty pokožky nepřesná, a proto nelze ani samostatně, pro dané podmínky použít fyziologickou část Svázaného modelu.
- Predikce vnitřní tělesné teploty v chladném prostředí neodpovídá skutečnosti, proto je ve Svázaném modelu zanedbán vliv vnitřní teploty jádra na tepelný komfort.
- Model dle Zhang nezohledňuje vliv vnímání komfortu spojeného s mírou pocení. Z tohoto důvodu je ve Svázaném modelu tepelného komfortu sledována míra pokrytí pokožky potem, a pokud přesáhne hodnotu 0,3 na nějaké z částí lidského těla, nelze již mluvit o tepelném komfortu.

9.1 Summary

An aim of this thesis was developing a Coupled model of human physiology and thermal comfort, which would be suitable for a car cabin environment.

The first part of the thesis contains an introduction into the problematic of microclimate inside a car cabin. There are discussed main factors that form microclimate and also a climate control by heating, ventilation and air conditioning. A/C was mentioned in detail including issues associated with ecological coolant for A/C units. The main topic of thesis is the thermal comfort, which is associated with a heat transfer, a human physiology (including the human thermoregulation) and a human perception (expressing state of the mind). The literature review presented in the thesis is focused on the modelling of thermal comfort by human thermal comfort models. In the literature review were identified human models at the top of the state of the art: Gagge, Tanabe, Fiala, Fanger, Nilsson and Zhang. For further development were chosen Tanabe and Zhang model. At the end of the first part of the thesis (theoretical part) there is shortly introduced the Modelica/Dymola development environment, which was used for the models implementation. Moreover the Theseus-FE software was used for testing and as reference tool, because it includes Fiala model coupled with Zhang model.

The second part of thesis is a practical part, where the models is described and validated. A merit of the Car cabin heat load model is in the prediction of microclimate in car cabin during various operating conditions. A model was validated by experimental data from climatic chamber measurement of VW Polo cooling down and VW Golf cooling down and heating up. Other validations data come from own investigations with Škoda Felicia Combi in real traffic. Own experimental investigation done during real operating conditions help itself to better understanding of processes, which took places inside a cabin. Own experimental investigations are essential, without doubt, because in case of adopted test cases not all boundary conditions are often given. The main advantage of the own Škoda Felicia experiments was identifying of the surface temperatures inside a cabin. A model validation was focused on the mean air temperature inside cabin and its relative humidity. Results were in a good agreement with experimental data, apart from surface temperatures, which were predicted worse, due to consideration a simple parameterized geometry. If the

model should be applicable for thermal comfort, it is necessary to develop more detail descriptions of interior geometry.

In the third part of the thesis is described and validated the Coupled model of human physiology and thermal comfort, which is coupling of the modified Tanabe model and Zhang model. The Coupled model was tested mainly for stationary and homogeneous boundary conditions, but also for nonhomogenous and transient conditions. Results of the Coupled model were compared with literature data: experiments and Fiala model. The comparison of results confirm that coupling of the Tanabe and Zhang model is a convenient way how to predict thermal comfort in nonhomogenous and transient environments. The mean skin temperature was predicted well, the local temperature was predicted with lower accuracy. During models coupling shows an indispensability of modification the models. One of the modifications was neglecting an effect of core temperature on the thermal comfort for the central parts (head, chest, back and pelvis). It was due to the fact that model of human physiology not provide a valid data of core temperature in cold environment. Thermal comfort is connected with a rate of perspiration, i.e. with the skin wettedness. However in the Zhang model is neglected an effect of sweating on thermal comfort. In the Coupled model was adopted the same principle and thermal comfort not includes negative feeling caused by sweating. To identify discomfort threshold caused by skin wettedness, Gagge criteria $w < 0.3$ was adopted. Even through some simplifications and modifications the Coupled model is a good tool for prediction of thermal comfort in transient and non-uniform conditions. There is one restriction in usage of the model. The coupled model is not recommended for high level of activities, the recommended maximal value is 1.2 met, i.e. light work in seated posture. However this restriction does not limit the model to use it in car cabin environments.

9.2 Vlastní publikační činnost

Článek v recenzovaném časopise:

- [I] POKORNÝ, J., FIŠER, J., JÍCHA, M. (2011) Calibration of the Heat Balance Model for Prediction of Car Climate. In *Experimental Fluid Mechanics 2011, Conference Proceedings* Volume 2. Liberec, Technical University of Liberec. 928-931. ISBN 978-80-7372-784-0.
- [II] FIŠER, J., POKORNÝ, J., JÍCHA, M. (2011) 1D Software Tools for Simulations of Indoor Cabin Environment. *Transaction of the VŠB-Technical university of Ostrava, Mechanical series*. 2010(3). 61-67. ISSN 1210-0471

Příspěvky na konferenci (článek ve sborníku):

- [III] POKORNÝ, J., FIŠER, J. (2009) Používané modely lidského tepelného komfortu. *Strojárstvo/Strojírenství*. (mimořádné), 209-210. ISSN 1335-2938.
- [IV] POKORNÝ, J., FIŠER, J., JÍCHA, M. (2010) Predikce tepelné pohody v nehomogenních prostředích pomocí vícesegmentových modelů. In: *XXIX. Setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky*, 231 - 234. ISBN 978-80-248-2244-0.
- [V] POKORNÝ, J., FIŠER, J., JÍCHA, M. (2010) Prediction of Thermal Comfort in Non-homogenous Environment by Means of Multi-segmented Models. In: *8th International Meeting for Manikins and Modeling (8I3M)*, Victoria, Canada 2010.
- [VI] POKORNÝ, J., FIŠER, J., JÍCHA, M. (2010) Predikce tepelné pohody dle Zhang s využitím Tanabeho modelu fyziologie člověka. In: *Simulace budov a techniky prostředí. Sborník 6.konference IBPSA-CZ*. Praha, ČVUT, 193-197. ISBN 978-80-254-8661-0.
- [VII] LÍZAL, F., JEDELSKÝ, J., POKORNÝ, J., JÍCHA, M., ŠTĚTINA, J. (2009) Study of Air Flow in Simplified Transparent Airway Model. *Strojárstvo/Strojírenství*. (mimořádné). 159-160. ISSN 1335-2938.
- [VIII] FIŠER, J., POKORNÝ, J., JÍCHA, M. (2010) Prediction of Car Cabin Environment by Means of 1D and 3D Cabin Model. In: *Experimental Fluid Mechanics 2010 - Conference Proceedings*. Liberec, Technical University of Liberec. 145-150. ISBN 978-80-7372-670-6.

Příspěvky na konferenci (abstrakt a poster):

- [IX] POKORNÝ, J., FIŠER, J., JÍCHA, M. (2011) Multi-segment model for prediction of human physiology responses and thermal comfort in non-homogenous environments In: *Proceedings of the 14th International Conference on Environmental Ergonomics (XIV ICEE)*, Book of abstracts 106-106. Nafplio, Greece.
- [X] FIŠER, J., POKORNÝ, J., FORMAN, M., JÍCHA, M. (2011) Investigation of thermal comfort in aircraft cabin by means of Comfort zones model. In: *Proceedings of the 14th International Conference on Environmental Ergonomics (XIV ICEE)*, Nafplio, Greece.
- [XI] JEDELSKÝ, J., POKORNÝ, J., FIŠER, J., VACH, T., LÍZAL, F., JÍCHA, M. (2010) Coanda Effect - Influence of Inlet Shape and Geometry. In: *International conference Experimental Fluid Mechanics 2010 Conference Proceedings*. Volume 1. Liberec, Technical University of Liberec. 1 - 1. ISBN 978-80-7372-670-6.

Literatura

- [1] AL-KAYIEM, H., FIRDAUS, M., SIDIK B., MUNUSAMMY, Y. (2010). Study on the Thermal Accumulation and Distribution Inside a Parked Car Cabin. *American Journal of Applied Sciences* 7 (6): 784-789, ISSN 1546-9239.
- [2] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (2001) *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta, USA.
- [3] ARICI, O., YANG, S., HUANG D., OKER, E. (1999) Computer Model for Automobile Climate Control System Simulation and Application. *Int.J. Applied Thermodynamics*, Vol. 2, (No. 2), 59-68.
- [4] AUCLIEMS, A. a SZOKOLOAY, S. (1997) Thermal Comfort.
- [5] BEDFORD, T. (1936) The Warmth Factor in Comfort at Work. A Physiological Study of Heating and Ventilation (76).
- [6] BOHM, M., HOLMÉR, I., NILSSON, H., NORÉN, O. (2002) Thermal effect of glazing in driver's cabs. Evaluation of the impact of different types of glazing on the thermal comfort. *JTI – raport* 305. Uppsala.
- [7] BROWN, J. S. a JONES, B. W. (1997) A New Transient Passenger Thermal Comfort Model. *SAE Technical Paper*, (970528), 143-148.
- [8] BUDD, G. M. a WARHAFT, N. (1966) Body temperature, shivering, blood pressure and heart rate during a standard cold stress in Australia and Antarctica. *Journal of Physiology-London*, 186 (1), 216-232.
- [9] BÍLEK, T. (2012) Algoritmus výpočtu úhlových faktorů pro přenos tepla radiací. Bakalářská práce, FSI, VUT, Brno.
- [10] CENTNEROVÁ, L. (2001) Tradiční & adaptivní model tepelné pohody. Disertační práce, Praha, ČVUT.
- [11] CHARLES, K. E. (2003) *Fanger's Thermal Comfort and Draught Models*. NRC Institute for Research in Construction.
Dostupné z www.nrc-cnrc.gc.ca/obj/irc/doc/pubs/rr/rr162/rr162.pdf.
- [12] CIHELKA, J. (1994) *Solární tepelná technika*. Praha: T. Malina.
- [13] CROPPER, P., a kol. (2008) Exchange of simulation data between CFD program and a multi-segmented human thermal comfort model. *Proceedings of the 5th Windsor Conference Air Conditioning and the Low Carbon Cooling Challenge Cumberland Lodge Windsor UK*.
- [14] CROSBIE, R. J., a kol. (1961) Electrical Analog Simulation of Temperature Regulation in Man. *Bio-Medical Electronics, IRE Transactions on*, 8 (4), 245-252.
- [15] CURRLE, J. (1997) Numerical Simulation of the Flow in Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants. *SAE Paper* No. 970529.
- [16] ČSN ISO 7726. (2002) Ergonomie tepelného prostředí - Přístroje pro měření fyzikálních veličin., Český normalizační institut.

- [17] ČSN ISO 7730. (1997) Mírné tepelné prostředí – Stanovení ukazatelů PMV a PPD a popis podmínek tepelné pohody., Český normalizační institut.
- [18] ČSN ISO 14505. (2007) Ergonomie tepelného prostředí – Hodnocení tepelného komfortu ve vozidlech., Český normalizační institut.
- [19] DALE, S. (2006) *Automotive Air Conditioning and Climate Control Systems*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- [20] DE DEAR, R. J. a RING, J. W. (1990) Human subjective experience of ambient temperature step-changes: experimental results compared to the predictions of a numerical model. In: *Indoor Air*.
- [21] DE DEAR, R. J., a kol. (1996) Convective and radiative heat transfer coefficients for individual human body segments.
- [22] DU BOIS, D. a DU BOIS, E. F. (1916) A formula to estimate the approximate surface area if height and weight be known. *Arch Intern Med*, (17), 863-871.
- [23] ELMQVIST, H. (1997) Modelica - The Next Generation Modeling Language An International Design Effort. In: *In Proceedings of First World Congress of System Simulation*.
- [24] EPSTEIN, Y. a MORAN, D. S. (2006) Thermal Comfort and the Heat Stress Indices. *Industrial Health*, 44, 388–398.
- [25] FANGER, P. O. (1970) *Thermal comfort : analysis and applications in environmental engineering*. Copenhagen: Danish Technical Press.
- [26] FERREIRA, M. S. a YANAGIHARA, J. I. (2009) A transient three-dimensional heat transfer model of the human body. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36 (7), 718-724.
- [27] FIALA, D. (1998) Dynamic simulation of human heat transfer and thermal comfort. Ph.D. Thesis, *Institute of Energy and Sustainable Development*. Leicester, De Montfort University.
- [28] FIALA, D., a kol. (2012) UTCI-Fiala multi-node model of human heat transfer and temperature regulation. *Int J Biometeorol*, 56 (3), 429-441.
- [29] FIALA, D., a kol. (1999) A computer model of human thermoregulation for a wide range of environmental conditions: the passive system. *Journal of Applied Physiology*, 87 (5), 1957-1972.
- [30] FIALA, D., a kol. (2001) Computer prediction of human thermoregulatory and temperature responses to a wide range of environmental conditions. *International Journal of Biometeorology*, 45 (3), 143-159.
- [31] FIALA, D., a kol. (2003) First principles modeling of thermal sensation responses in steady state and transient conditions. *ASHRAE Transaction*, 109, 179-186.
- [32] FIŠER, J. (2011) Optimalizace mikroklimatu v kabinách malých dopravních letadel. Disertační práce. *FSI, Energetický ústav, Odbor termomechaniky a techniky prostředí*. Brno, VUT v Brně.

- [33] FU, G. (1995) A transient 3-D Mathematical Thermal Model for the Clothed Human. Ph.D. Thesis, Kansas State University.
- [34] FUJITA, A., JUN-ICHI K., J., NAKAGAWA, H., OZEKI, Y. (2001) Numerical simulation method to predict the thermal environment inside a car cabin. *JSAE Review* 22, 39-47.
- [35] GAGGE, A., a kol. (1986) A Standard Predictive Index of Human Response to the Thermal Environment. *ASHRAE Transactions*, 92 (2), 709-731.
- [36] GAGGE, A., a kol. (1971) An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response *ASHRAE Transaction*, 77 (1), 247-262.
- [37] GAGGE, A. P., a kol. (1969) The prediction of thermal comfort when thermal equilibrium is maintained by sweating. *ASHRAE Trans*, 2 (75), 108-122.
- [38] GAN, G. (1993) Numerical Method for a Full Assessment of Indoor Thermal Comfort. In: *Indoor Air*. Vol. 4, pp. 154-168.
- [39] GIVONI, B. a GOLDMAN, R. F. (1971) Predicting metabolic energy cost. *Journal of Applied Physiology*, 30 (3), 429-433.
- [40] GSCHEIDLE, R. (2002) *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles.
- [41] GUAN, Y., a kol. (2003) Investigation of Human Thermal Comfort under Highly Transient Conditions for Automobile Applications - Part1: Experimental Design and Human Subject Testing Implementation. *ASHRAE Transactions*, 109 (2), 11-12.
- [42] HAGINO, M. a HARA, J. (1992) Development of a Method for Predicting Comfortable Airflow in the Passenger Compartment. *SAE Technical Paper*, (922131), 1-10.
- [43] HARDY, J. D. a DUBOIS, E. F. (1938) The Technique of Measuring Radiation and Convection. *Journal of Nutrition*, (15), 461-475.
- [44] HARDY, J. D. a STOLWIJK, J. A. (1966) Partitional calorimetric studies of man during exposures to thermal transients. *Journal of Applied Physiology*, 21 (6), 1799-1806.
- [45] HAVENITH, G. (2001) Individualized model of human thermoregulation for the simulation of heat stress response. *Journal of Applied Physiology*, 90 (5), 1943-1954.
- [46] HONSBURG, C., BOWDEN, S. (2010) The Sun's Position. Pveducation.org [online]. Dostupné z www.pveducation.org/pvcdrom/properties-of-sunlight/suns-position.
- [47] HOOF, J., a kol. (2010) Thermal comfort: research and practice. *Frontiers in Bioscience*.
- [48] HOUGHTON, F. C. a YAGLOU, C. P. (1923) Determining lines of equal comfort. *ASHVE Transaction*, (28), 163-176 a 361-384.
- [49] HSU, S. (1977) A Thermoregulatory Model for Heat Acclimation and some of its Applications. Ph.D. Thesis, Kansas State University.
- [50] HUANG, T. L., HAN, T. (2002) Validation of 3-D passenger compartment hot soak and cool-down analysis for virtual thermal comfort engineering. *SAE Paper* No. 2002-01-1304.

- [51] HUIZENGA, C., a kol. (2001) A model of human physiology and comfort for assessing complex thermal environments. *Building and Environment*, 36 (6), 691-699.
- [52] ICHIHARA, M., a kol. (1997) Measurement of convective and radiative heat transfer coefficients of standing and sitting human body by using a thermal manikin. *Journal of Architecture Planning and Environmental Engineering (Transactions of AIJ)*, (501), 45–51.
- [53] INGERSOLL, J. G., a kol. (1992) Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model - Part II: Human Thermal Comfort Calculation. *SAE Technical Paper*, (920266), 1-11.
- [54] ISO 13043. (2011) Road vehicles - Refrigerant systems used in mobile air conditioning systems (MAC) - Safety requirements.
- [55] JANOTKOVÁ, E. (1991) *Technika prostředí*. Skipta. Čs. redakce MON.
- [56] JONES, B. W. a OGAWA, Y. (1992) Transient Interaction between the Human and the Thermal Environment. *ASHRAE Transactions*, 98 (1).
- [57] KINGMA, B. (2011) Human Thermoregulation. A synergy between physiology and mathematical modelling. Ph.D. Thesis, University of Technology Eindhoven.
- [58] KOHRI, I. a MOCHIDA, T. (2002a) Evaluation Method of Thermal Comfort in a Vehicle with a Dispersed Two-Node Model Part 1—Development of Dispersed Two-Node Model. *Journal of the Human-Environment System*, 6 (1), 19-29.
- [59] KOHRI, I. a MOCHIDA, T. (2002b) Evaluation Method of Thermal Comfort in a Vehicle with a Dispersed Two-Node Model Part 2—Development of New Evaluation. *Journal of the Human-Environment System*, 6 (2), 77-91.
- [60] KONZ, M. (2002) A Generic Simulation of Energy Consumption of Automobile Air Conditioning Systems.) *Faculty of Engineering, the Built Environment and Information Technology*. Port Elizabeth, Nelson Mandela Metropolitan University.
- [61] KOPČIL, P. (2012) Kontinuální měření krevního tlaku. Bakalářská práce, VUT v Brně.
- [62] LICHTENBELT, W. D. V., a kol. (2007) Validation of an individualised model of human thermoregulation for predicting responses to cold air. *International Journal of Biometeorology*, 51 (3), 169-179.
- [63] LOTENS, W. A. (1993) Heat Transfer from Humans Wearing Clothing.) Netherlands, Delft Univ. of Technology.
- [64] MATSUNAGA, K., a kol. (1993) Evaluation and Measurement of Thermal Comfort in the Vehicles with a New Thermal Manikin. *SAE Technical Paper*, (931958).
- [65] MAUÉ, J., a kol. (1997) Computation of the Thermal Environment in Passenger Compartments and Evaluation of Thermal Comfort. In: *Comfort in the automotive industry - Recent development and achievements*. Bologna, Italy, pp. 147-155.
- [66] MCNALL, P. E., a kol. (1967) Thermal comfort (and thermally neutral) conditions for three levels of activity. *ASHRAE Transactions*.
- [67] MEYER, L.G. (1992) A Review of Models of the Human Temperature Regulation

- System. NAMRL monograph 45.
- [68] MILÉŘ, T. (2007) Sluneční záření a atmosféra. Diplomová práce, *Pedagogická fakulta*. Masarykova univerzita.
 - [69] MURAKAMI, K., a kol. (2007) Numerical thermoregulation-model JOS for evaluation of thermal comfort. In: *10th International Conference on Air Distribution in Rooms*.
 - [70] MURAKAMI, S., a kol. (1997) Flow and Temperature Fields Around Human Body with Various Room Air Distribution: CFD Study on Computational Thermal Manikin - Part I. *ASHRAE Transactions*, 103 (1), 3-15.
 - [71] MURAKAMI, S., a kol. (1998) Numerical Simulation of Contaminant Distribution around a Modelled Human Body, CFD Study on Computational Thermal Manikin – Part II. *ASHRAE Transactions*, 104 (2).
 - [72] NILSSON, H. O. (2004) Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models. Ph.D. Thesis, University of Gävle.
 - [73] NĚMEC, M. (2005) Měření dechové frekvence.
Dostupné z <http://www.milosnemec.cz/dech.pdf>
 - [74] OLESEN, B. W. a FANGER, P. (1973) The skin temperature distribution for resting man in comfort. *Arch. Sc. Physiol*, (27), A385-A393.
 - [75] P+Z (2011a) Theseus-FE. Theory Manual Version 4.0. Munich.
 - [76] P+Z (2011b) Theseus-FE. Validations Version 4.0. Munich.
 - [77] PARSON, K. C. (2003) *Human Thermal Environments*. Taylor & Francis.
 - [78] PAVELEK, M. a ŠTĚTINA, J. (2007) *Experimentální metody v technice prostředí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, CERM.
 - [79] PAVELEK, M. a kol. (2003) *Termomechanika*. Skripta, FSI, VUT Brno.
 - [80] PENNES, H. H. (1948) Analysis of Tissue and Arterial Blood Temperatures in the Resting Human Forearm. *Journal of Applied Physiology*, 1 (2), 93-122.
 - [81] PINIEC, S., a kol. (1997) MATHER - Model of Local Thermal Sensations of a Car Driver. In: *Comfort in the Automotive Industry - Recent Development and Achievements*. Bologna, Italy: Vol. 1, pp. 109-117.
 - [82] PROFMARTINIK.CZ (2010) *Termoregulace*.
Dostupné z <http://www.profmartinik.cz/wp-content/soubory/termoregulace.pdf>.
 - [83] PSIKUTA, A. (2009) Development of an "artificial human" for clothing research. Ph.D. Thesis, *Institute of Energy and Sustainable Development*. De Montfort University Leicester.
 - [84] PSIKUTA, A., a kol. (2012) Validation of the Fiala multi-node thermophysiological model for UTCI application. *International Journal of Biometeorology*, 56 (3), 443-460.
 - [85] PU, Z. (2005) A Dynamic Model of the Human/Cooling System/Clothing/Environment. Ph.D. Thesis, Orlando, University of Central Florida.

- [86] PÁLKA, J. (2011) Evaluation of Thermal Comfort of a Man According to PMV Mathematical Model. Ph.D. Thesis, *Technical Cybernetics*. Zlín, Czech Republic.
- [87] RAVEN, P. R. a HORVATH, S. M. (1970) Variability of physiological parameters of unacclimatized males during a two—hour cold stress of 5°C. *International Journal of Biometeorology*, 14 (3), 309-320.
- [88] RUGH, J., FARRINGTON, R. (2008) Vehicle Ancillary Load Reduction Project Close-Out Report – An Overview of the Task and a Compilation of the Research Results. *National Renewable Energy Laboratory*.
- [89] SALLOUM, M., a kol. (2007) A new transient bioheat model of the human body and its integration to clothing models. *International Journal of Thermal Sciences*, 46 (4), 371-384.
- [90] SALTIN, B., a kol. (1970) Body temperatures and sweating during thermal transients caused by exercise. *Journal of Applied Physiology*, 28 (3), 318-327.
- [91] SHOJI, Y., a kol. (1997) A three-dimensional, clothed human thermal model. *Heat Transfer - Japanese Research*, 26 (8), 554-566.
- [92] SILVA, M. C. G. a COELHO, J. A. (2002) Convection Coefficients for the Human Body Parts Determined with a Thermal Mannequin. In: *8th International Conference on air distribution in rooms*. Copenhagen, Denmark, pp. 277-280.
- [93] SMITH, C. E. (1991) A Transient, Three-Dimensional Model of the Human Thermal System.), Kansas State University.
- [94] STOLWIJK, J. A. a HARDY, J. D. (1966) Partitional calorimetric studies of responses of man to thermal transients. *Journal of Applied Physiology*, 21 (3), 967-977.
- [95] STOLWIJK, J. A. J., a kol. (1971) *A mathematical model of physiological temperature regulation in man*. National Aeronautics and Space Administration.
- [96] STREBLOW, R. (2008) A Coupled simulation of the thermal environment and thermal comfort with an adapted Tanabe comfort model. In: *7th International Thermal Manikin and Modelling Meeting*. Coimbra.
- [97] STREBLOW, R. (2010) Thermal Sensation and Comfort Model for Inhomogeneous Indoor Environments. Ph.D. Thesis, *Fakultät für Maschinenwesen*. Technischen Hochschule Aachen.
- [98] ŠILAR, P. (2010) *Výtažky z odborné literatury k infravytápění*. Dostupné z www.infratopeni-infrapanely.cz/images/odborna_literatura.pdf.
- [99] ŠKORPÍK, J. (2011) *Přenos energie elektromagnetickým zářením*. Dostupné z www.transformacni-technologie.cz/prenos-energie-elektromagnetickym-zarenim.html.
- [100] TAKADA, S., a kol. (2009) Thermal model of human body fitted with individual characteristics of body temperature regulation. *Building and Environment*, 44 (3), 463-470.
- [101] TAKEMORI, T., a kol. (1996) A fundamental model of the human thermal system for

- prediction of thermal comfort. *Journal Name: Heat Transfer - Japanese Research*, 24 (2), 147-165.
- [102] TANABE, S., a kol. (1994) Evaluating thermal environments by using a thermal manikin with controlled skin surface temperature. *ASHRAE Transactions*, 100 (1), 39-48.
- [103] TANABE, S., a kol. (1995) Numerical Simulation Model of Thermal Regulation of Man with 16 Body Parts of Evaluating Thermal Environment. *Summaries of Technical Papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan*.
- [104] TANABE, S.-I., a kol. (2002) Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy and Buildings*, 34 (6), 637-646.
- [105] TANIGUCHI, Y., a kol. (1992) Study on Car Air Conditioning System Controlled by Car Occupants' Skin Temperatures - Part 1: Research on a Method of Quantitative Evaluation of Car Occupants' Thermal Sensations by Skin Temperatures. *SAE Technical Paper*, (920169).
- [106] THERMOANALYTICS (2008) *Cabin & Climate Control Sensitivity Analysis*.
- [107] VAN TREECK, C., a kol. (2009) Integrated thermal comfort analysis using a parametric manikin model for interactive real-time simulation. *Journal of Building Performance Simulation*, 2 (4), 233-250.
- [108] VITALION.CZ (2011) *Omrzliny: příznaky, léčba*.
Dostupné z www.nemoci.vitalion.cz/omrzliny.
- [109] VLK, F. (2003) *Stavba motorových vozidel: Osobní automobil, autobusy, nákladní automobily, jízdní soupravy, ergonomika, biomechanika, struktúra, kolize, materiály*. Brno: s.n.
- [110] WAGNER, J. A. a HORVATH, S. M. (1985) Influences of age and gender on human thermoregulatory responses to cold exposures. *Journal of Applied Physiology*, 58 (1), 180-186.
- [111] WAGNER, J. A. a HORVATH, S. M. (1985) Influences of age and gender on human thermoregulatory responses to cold exposures. *Journal of Applied Physiology*, 58 (1), 180-186.
- [112] WAGNER, S. (2009) Idealierte energetisch-analytische Abbildungsmethode der Temperaturschichtung bei der passiven Aufheizung in der Fahrzeugkabine. *PKW-Klimatisierung VI, Haus der Technik Fachbuch 107*, 94-110, Essen.
- [113] WAN, X. a FAN, J. (2008) A transient thermal model of the human body-clothing-environment system. *Journal of Thermal Biology*, 33 (2), 87-97.
- [114] WANG, X. L. (1994) Thermal Comfort and Sensation under Transient Conditions. Ph.D. Thesis, *Department of Energy Technology*. Stockholm, The Royal Institute of Technology.
- [115] WERNER, J., a kol. (1989) Lumped versus distributed thermoregulatory control: Results from a three-dimensional dynamic model. *Biological Cybernetics*, 62 (1), 63-

73.

- [116] WERNER, J. a WEBB, P. (1993) A six-cylinder model of human thermoregulation for general use on personal computer. *Ann Physiol Anthropol*, 12 (3), 123-134.
- [117] WISSLER, E. (1964) A mathematical model of the human thermal system. *Bulletin of Mathematical Biology*, 26 (2), 147-166.
- [118] WISSLER, E. (1985) Mathematical Simulation of Human Thermal Behaviour using whole Body Models. *Heat Transfer in Medicine and Biology—Analysis and Applications*, 1 (13), 325–373.
- [119] WYNDHAM, C. H. a ATKINS, A. R. (1960) An Approach to the Solution of the Human Biothermal Problem with the Aid of an Analog Computer. In: *3rd Internat. Conf. Med. Electron*. London.
- [120] WYON, D., a kol. (1989) Standard Procedures for Assessing Vehicle Climate with a Thermal Manikin. *SAE Technical Paper*, (89004).
- [121] YOUNG, A. J., a kol. (1986) Human thermoregulatory responses to cold air are altered by repeated cold water immersion. *Journal of Applied Physiology*, 60 (5), 1542-1548.
- [122] ZHANG, H. (2003) Human thermal sensation and comfort in transient and non-uniform thermal environments. Ph.D. Thesis, *Center for the Built Environment*. Berkeley, University of California.
- [123] ZHANG, H., a kol. (2010a) Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part II: Local comfort of individual body parts. *Building and Environment*, 45 (2), 389-398.
- [124] ZHANG, H., a kol. (2010b) Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part III: Whole-body sensation and comfort. *Building and Environment*, 45 (2), 399-410.
- [125] ZHANG, H., a kol. (2010c) Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments: Part I: Local sensation of individual body parts. *Building and Environment*, 45 (2), 380-388.
- [126] ZHANG, Y., a kol. (2009) Human environmental heat transfer simulation with CFD - the advances and challenges. In: *11th International IBPSA Conference*. Glasgow, Scotland, pp. 2163-2168.

Seznam příloh

- Příloha A (tištěná)
1. Tabulky s koeficienty pro empirický výpočet přenosu tepla v okolí člověka.
 2. Tabulky s koeficienty Tanabeho modelu.
 3. Tabulky regresních koeficientů modelu dle Zhang.
- Příloha B (tištěná)
1. Přehled norem z oblasti ergonomie prostředí.
 2. Přehled nejpoužívanějších stupnic tepelného komfortu a pocitu.
- Příloha C (na DVD)
1. Elektronická podobou disertační práce.
 2. Zdrojový kód a simulace Modelu tepelné zátěže kabiny automobilu
 3. Zdrojový kód a simulace Svázaného modelu tepelného komfortu.
 4. Volně stažitelné programy, které byly využity při tvorbě disertační práce.

A-1. Koeficienty empirických rovnic v Modelu tepelné zátěže kabiny

Tab. A.1 – Plocha segmentů dle Tanabeho a jejich hmotnost

Index koeficientu	A	B	C
1 přirozená konvekce	0	2,56	0,25
2 nucená konvekce (nízké rychlosti <5m/s)	6,16	4,18	1
3 nucená konvekce (vyšší rychlosti >5m/s)	0	7,32	0,8

A-2. Koeficienty popisující fyziologii člověka dle Tanabeho

Tab. A.2 – Plocha segmentů dle Tanabeho a jejich hmotnost

Index a název segmentu	Plocha $A_{Du}^{(i)}$ [m ²]	Hmotnost m [kg]	Souč. CCX h_x [kg]
1 Hlava	0,140	4,020	0
2 Hrud'	0,175	12,400	0
3 Záda	0,161	11,030	0
4 Pánev	0,221	17,570	0
5 Levá paže	0,096	2,163	1,025
6 Pravá paže	0,096	2,163	1,025
7 Levé předloktí	0,063	1,373	1,025
8 Pravé předloktí	0,063	1,373	1,025
9 Levá ruka	0,050	0,335	1,025
10 Pravá ruka	0,050	0,335	1,025
11 Levé stehno	0,209	7,013	1,725
12 Pravé stehno	0,209	7,013	1,725
13 Levé lýtko	0,112	3,343	1,725
14 Pravé lýtko	0,112	3,343	1,7250
15 Levé chodidlo	0,056	0,480	1,7
16 Pravé chodidlo	0,056	0,480	1,7
Celé lidské tělo	1,870	74,430	74,430

Tab. A.3 – „Set-point“ teploty $T_{set}^{(i,j)}$ – teploty aktivace termoregulace jednotlivých uzlů modelu

Index i a název segmentu	Teplota [°C]			
	jádro $T_{set}^{(i,1)}$	svaly $T_{set}^{(i,2)}$	tuk $T_{set}^{(i,3)}$	pokožka $T_{set}^{(i,4)}$
1 Hlava	36,9	36,1	35,8	35,6
2 Hrud'	36,5	36,2	34,5	33,6
3 Záda	36,5	35,8	34,4	33,2
4 Pánev	36,3	35,6	34,5	33,4
5 Levá paže	35,8	34,6	33,8	33,4
6 Pravá paže	35,8	34,6	33,8	33,4
7 Levé předloktí	35,5	34,8	34,7	34,6
8 Pravé předloktí	35,5	34,8	34,7	34,6
9 Levá ruka	35,4	35,3	35,3	35,2
10 Pravá ruka	35,4	35,3	35,3	35,2
11 Levé stehno	35,8	35,2	34,4	33,8
12 Pravé stehno	35,8	35,2	34,4	33,8
13 Levé lýtko	35,6	34,4	33,9	33,4
14 Pravé lýtko	35,6	34,4	33,9	33,4
15 Levé chodidlo	35,1	34,9	34,4	33,9
16 Pravé chodidlo	35,1	34,9	34,4	33,9
Krev v cévách	36,7	36,7	36,7	36,7

Tab. A.4 – Tepelná kapacita $C^{(i,j)}$ jednotlivých uzlů modelu

Index i a název segmentu	Tepelná kapacita [Wh/°C]			
	jádro $C^{(i,1)}$	svaly $C^{(i,2)}$	tuk $C^{(i,3)}$	pokožka $C^{(i,4)}$
1 Hlava	2,576	0,386	0,258	0,282
2 Hrud'	2,915	5,669	1,496	0,418
3 Záda	2,471	5,022	1,322	0,386
4 Pánev	6,017	7,997	2,102	0,606
5 Levá paže	0,503	1,078	0,207	0,151
6 Pravá paže	0,503	1,078	0,207	0,151
7 Levé předloktí	0,321	0,681	0,131	0,099
8 Pravé předloktí.	0,321	0,681	0,131	0,099
9 Levá ruka	0,082	0,037	0,052	0,099
10 Pravá ruka	0,082	0,037	0,052	0,099
11 Levé stehno	1,665	3,604	0,560	0,423
12 Pravé stehno	1,665	3,604	0,560	0,423
13 Levé lýtko	0,793	1,715	0,268	0,204
14 Pravé lýtko	0,793	1,715	0,268	0,204
15 Levé chodidlo	0,139	0,037	0,077	0,125
16 Pravé chodidlo	0,139	0,037	0,077	0,125
Krev	2,610	2,610	2,610	2,610

Tab. A.5 – Basální metabolická produkce tepla $Q_b(i,j)$ jednotlivých uzlů modelu

Index i a název segmentu	Basální metabolická produkce tepla [W]			
	jádro $\dot{Q}_{bas}^{(i,1)}$	svaly $\dot{Q}_{bas}^{(i,2)}$	tuk $\dot{Q}_{bas}^{(i,3)}$	pokožka $\dot{Q}_{bas}^{(i,4)}$
1 Hlava	16,843	0,217	0,109	0,131
2 Hrud'	21,182	2,537	0,568	0,179
3 Záda	18,699	2,537	0,501	0,158
4 Pánev	8,050	4,067	0,804	0,254
5 Levá paže	0,181	0,423	0,610	0,050
6 Pravá paže	0,181	0,423	0,610	0,050
7 Levé předloktí	0,094	0,220	0,031	0,026
8 Pravé předloktí,	0,094	0,220	0,031	0,026
9 Levá ruka	0,045	0,022	0,023	0,050
10 Pravá ruka	0,045	0,022	0,023	0,050
11 Levé stehno	0,343	0,824	0,151	0,122
12 Pravé stehno	0,343	0,824	0,151	0,122
13 Levé lýtko	0,102	0,220	0,035	0,023
14 Pravé lýtko	0,102	0,220	0,035	0,023
15 Levé chodidlo	0,122	0,035	0,056	0,100
16 Pravé chodidlo	0,122	0,035	0,056	0,100
Celková basální produkce tepla $\dot{Q}_{bas}$	-84,652			

Tab. A.6 – Basální krevní tok $\dot{V}_{bas}^{(i,j)}$ jednotlivými uzly modelu

Index i a název segmentu	Basální krevní tok [l/h]			
	jádro $\dot{V}_{bas}^{(i,1)}$	svaly $\dot{V}_{bas}^{(i,2)}$	tuk $\dot{V}_{bas}^{(i,3)}$	pokožka $\dot{V}_{bas}^{(i,4)}$
1 Hlava	45,00	0,870	0,340	2,240
2 Hrud'	77,850	7,660	1,340	1,800
3 Záda	76,340	7,660	1,340	1,350
4 Pánev	18,190	12,280	2,160	2,080

5	Levá paže	0,320	1,280	0,160	0,860
6	Pravá paže	0,320	1,280	0,160	0,860
7	Levé předloktí	0,160	0,670	0,085	0,450
8	Pravé předloktí.	0,160	0,670	0,085	0,450
9	Levá ruka	0,091	0,078	0,042	0,910
10	Pravá ruka	0,091	0,078	0,042	0,910
11	Levé stehno	0,364	0,855	0,150	0,380
12	Pravé stehno	0,364	0,855	0,150	0,380
13	Levé lýtko	0,071	0,070	0,019	0,110
14	Pravé lýtko	0,071	0,070	0,019	0,110
15	Levé chodidlo	0,049	0,010	0,019	0,450
16	Pravé chodidlo	0,049	0,010	0,019	0,450
Celkový basální krevní tok $\dot{V}_{bas}$		273,805			

Tab. A.7 – Tepelná vodivost mezi sousedními tkáněmi $K^{(i,j)}$

Index i a název segmentu	Tepelná vodivost [W/°C]			
	jádro $K^{(i,1)}$	svaly $K^{(i,2)}$	tuk $K^{(i,3)}$	pokožka $K^{(i,4)}$
1 Hlava	—	1,601	13,224	16,008
2 Hruď	—	0,616	2,100	9,164
3 Záda	—	0,594	2,018	8,700
4 Pánev	—	0,379	1,276	5,104
5 Levá paže	—	0,441	2,946	7,308
6 Pravá paže	—	0,441	2,946	7,308
7 Levé předloktí	—	0,244	2,227	7,888
8 Pravé předloktí.	—	0,244	2,227	7,888
9 Levá ruka	—	2,181	6,484	5,858
10 Pravá ruka	—	2,181	6,484	5,858
11 Levé stehno	—	2,401	4,536	30,160
12 Pravé stehno	—	2,401	4,536	30,160
13 Levé lýtko	—	1,891	2,656	7,540
14 Pravé lýtko	—	1,891	2,656	7,540
15 Levé chodidlo	—	8,120	10,266	8,178
16 Pravé chodidlo	—	8,120	10,266	8,178

Tab. A.8 – Regresní koeficienty aktivního systému: signál z termoreceptorů v jádře (v orgánech) – C, z nervových zakončení v pokožce – S, P – v hypotalamu)

Koeficient	Hodnota	
C_{sw}	371,2	[W/°C]
S_{sw}	33,6	[W/°C]
P_{sw}	0	[W/°C]
C_{sh}	0	[W/°C]
S_{sh}	0	[W/°C]
P_{sh}	24,4	[W/°C]
C_{dl}	117	[l/h°C]
S_{dl}	7,5	[l/h°C]
P_{dl}	0	[l/h°C]
C_{st}	11,5	[l/°C]
S_{st}	11,5	[l/°C]
P_{st}	0	[l/°C]

Tab. A.9 – Váhové a distribuční koeficienty

Index <i>i</i> a název segmentu	SKINR	SKINS	SKINV	SKINC	Chlrf	Metf
1 Hlava	0,070	0,081	0,320	0,022	0,020	0,000
2 Hrud'	0,149	0,146	0,098	0,065	0,285	0,091
3 Záda	0,132	0,129	0,086	0,065	0,227	0,080
4 Pánev	0,212	0,206	0,138	0,065	0,365	0,129
5 Levá paže	0,023	0,051	0,031	0,022	0,004	0,026
6 Pravá paže	0,023	0,051	0,031	0,022	0,004	0,026
7 Levé předloktí	0,012	0,026	0,016	0,022	0,026	0,014
8 Pravé předloktí.	0,012	0,026	0,016	0,022	0,026	0,014
9 Levá ruka	0,092	0,016	0,061	0,152	0,000	0,005
10 Pravá ruka	0,092	0,016	0,061	0,152	0,000	0,005
11 Levé stehno	0,050	0,073	0,092	0,022	0,023	0,201
12 Pravé stehno	0,050	0,073	0,092	0,022	0,023	0,201
13 Levé lýtko	0,025	0,036	0,023	0,022	0,012	0,099
14 Pravé lýtko	0,025	0,036	0,023	0,022	0,012	0,099
15 Levé chodidlo	0,017	0,018	0,050	0,152	0,000	0,005
16 Pravé chodidlo	0,017	0,018	0,050	0,152	0,000	0,005
Suma	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

A-3. Regresní koeficienty pro výpočet tepelného komfortu dle modelu Zhang

Tab. A.10 – Lokální tepelný pocit – regresní koeficienty pro stacionární tepelný pocit (různé pro chladné a teplé prostředí) a pro dynamický tepelný pocit (ve Svázaném modelu jsou koeficienty $C_3=0$ pro všechny části těla)

Název segmentu (dle Zhang)	$T_{sk}^{(i)} - T_{set}^{(i)} < 0$		$T_{sk}^{(i)} - T_{set}^{(i)} \geq 0$		Dynamický tep.pocití		
	C_1	K_1	C_1	K_1	C_{21}	C_{22}	C_3
Hlava	0,40	0,20	3,90	0,20	543	90	0
Tvář	0,15	0,10	0,70	0,10	37	105	-2289
Ústa	0,10	0,20	0,60	0,20	68	741	0
Krk	0,40	0,15	1,25	0,15	173	217	0
Hrud'	0,35	0,10	1,00	0,10	39	136	-2135
Záda	0,30	0,10	1,00	0,10	88	192	-4054
Pánev	0,20	0,15	0,40	0,15	75	137	-5053
Paže (LaP)	0,30	0,10	0,40	0,10	156	167	0
Předloktí (LaP)	0,30	0,10	0,70	0,10	144	125	0
Ruka (LaP).	0,20	0,15	0,45	0,15	19	46	0
Stehno (LaP).	0,20	0,10	0,30	0,10	151	263	0
Lýtko (LaP).	0,30	0,10	0,40	0,10	206	212	0
Chodidlo (LaP).	0,25	0,15	0,25	0,15	109	162	0

Tab. A.11 – Váhové koeficienty pro váhový algoritmus výpočtu celkového tepelného pocitu, v případě, že ve většinové skupině nepřevládají extrémní tepelné pocity. Čím větší koeficient v absolutní hodnotě pro danou část lidského těla tím více je lidské tělo citlivé na tuto část, a příslušný lokální tepelný pocit se podílí větší měrou na utváření celkového tepelného pocitu.

Název segmentu (dle Zhang)	Chladná většinová skupina	Teplá většinová skupina
Hlava	-0.13	0.21
Tvář	-0.15	0.30
Ústa	-0.16	0.19
Krk	-0.13	0.23
Hrud'	-0.23	0.23
Záda	-0.23	0.24

Pánev	-0.17	0.15
Paže (LaP)	-0.10	0.14
Předloktí (LaP)	-0.10	0.14
Ruka (LaP).	-0.04	0.04
Stehno (LaP).	-0.13	0.26
Lýtko (LaP).	-0.13	0.26
Chodidlo (LaP).	-0.09	0.14

Tab. A.12 – Celkový tepelný pocit – regresní koeficienty pro část algoritmu OPPOSITE

Název segmentu (dle Zhang)	$\Delta S_{local} \leq -2$			$-2 \leq \Delta S_{local} \leq 2$			$\Delta S_{local} \geq 2$		
	a	b	c	a	b	c	a	b	c
Hlava	0,54	-1,10	-2	0,50	0	0	0,40	1,10	2
Tvář	0,70	-0,74	-2	0,37	0	0	1,14	0,74	2
Ústa	0,27	-1,00	-2	0,51	0	0	0,39	1,00	2
Krk	0,65	-0,92	-2	0,46	0	0	0,63	0,92	2
Hrud'	0,91	-1,14	-2	0,57	0	0	0,40	1,14	2
Záda	0,91	-0,92	-2	0,46	0	0	0,20	0,92	2
Pánev	0,94	-0,64	-2	0,32	0	0	0,60	0,64	2
Paže (LaP)	0,43	-0,56	-2	0,28	0	0	0,40	0,56	2
Předloktí (LaP)	0,37	-0,73	-2	0,38	0	0	0,30	0,73	2
Ruka (LaP).	0,25	0	-2	0	0	0	0,10	0	2
Stehno (LaP).	0,81	-0,60	-2	0,30	0	0	0,40	0,60	2
Lýtko (LaP).	0,70	-0,59	-2	0,29	0	0	0,40	0,59	2
Chodidlo (LaP).	0,50	0	-2	0	0	0	0,60	0	2

Tab. A.13 – Celkový tepelný komfort – regresní koeficienty

Název segmentu (dle Zhang)	C ₃₁	C ₃₂	C ₆	C ₇₁	C ₇₂	C ₈	C _{9(n)}
Hlava	-0,35	0,35	2,17	0,28	0,40	0,50	2,0
Tvář	-0,11	0,11	2,02	0	0,40	0,41	1,5
Ústa	0	0,62	1,95	0	0,79	1,10	1,5
Krk	0	0	1,96	0	0	-0,19	1,0
Hrud'	-0,45	0,45	2,10	0,96	0	0	1,0
Záda	-0,30	0	2,05	0	0	0	1,0
Pánev	-0,23	0	2,20	0	0	0	1,0
Paže (LaP)	-0,66	0,66	2,10	1,39	0,90	0	2,0
Předloktí (LaP)	-0,59	0	2,06	0,50	0	-0,51	1,0
Ruka (LaP).	-0,30	0,35	2,14	0	0	-0,40	1,0
Stehno (LaP).	-0,23	0,23	2,00	0	1,71	-0,68	1,0
Lýtko (LaP).	-0,80	0,80	1,98	0,48	0,48	0	1,0
Chodidlo (LaP).	0	0	1,98	0	0	0	1,0

A-4. Regresní koeficienty pro výpočet přenosu tepla konvekcí a radiací

Tab. A.14 – Koeficienty pro empirický výpočet přestupu tepla konvekcí dle Nilssona a Silvy¹²

Index a název segmentu	A	C	D
1 Hlava	2,9	0,189	2,161
2 Hrud'	4,1	0,138	1,606

¹² Ve převzatých vztazích pro výpočet součinitelů přenosu tepla konvekcí se lišily regresní koeficienty pro levou a pravou stranu končetin, což by vedlo k zvýhodnění pravé či levé strany lidského těla. Přestože odchylky byly minimální, hodnoty příslušné pravým končetinám byly ve Svázaném modelu nahrazeny součiniteli pro levé končetiny (tučně zvýrazněno).

3	Záda	4,1	0,140	2,563
4	Pánev	4,0	0,083	2,086
5	Levá paže	5,1	0,128	2,925
6	Pravá paže	5,1	0,125	2,201
7	Levé předloktí	5,4	0,117	2,663
8	Pravé předloktí	5,4	0,149	1,851
9	Levá ruka	3,7	0,113	3,286
10	Pravá ruka	3,7	0,123	3,470
11	Levé stehno	4,3	0,154	1,608
12	Pravé stehno	4,3	0,139	1,787
13	Levé lýtko	4,9	0,194	0,938
14	Pravé lýtko	4,9	0,174	0,750
15	Levé chodidlo	6,1	0,134	2,927
16	Pravé chodidlo	6,1	0,139	2,914

Tab. A.15.– f_r radiační geometrický faktor vyjadřující podíl vyzářené dlouhovlnné radiace do okolí pro sedícího člověka dle de Dear – sedící člověk (de Dear a kol., 1996)

Index a název segmentu	f_r
1 Hlava	0,66
2 Hrud'	0,58
3 Záda	0,78
4 Pánev	0,82
5 Levá paže	0,82
6 Pravá paže	0,82
7 Levé předloktí	0,88
8 Pravé předloktí.	0,88
9 Levá ruka	0,66
10 Pravá ruka	0,66
11 Levé stehno	0,78
12 Pravé stehno	0,78
13 Levé lýtko	0,92
14 Pravé lýtko	0,92
15 Levé chodidlo	0,71
16 Pravé chodidlo	0,71

B-1. Přehled norem z oblasti ergonomie prostředí

Tab. B.1 – Přehled norem z oblasti ergonomie vztahující se tepelnému prostředí a komfortu (zdroj: <http://www.technicke-normy-csn.cz/technicke-normy/ochrana-zivotniho-prostredi-pracovni-a-osobni-ochrana-bezpecnost-strojnich-zarizeni-a-ergonomie-83/ergonomie-8335>)

Norma ISO ČSN	Název	Rok vydání
7243	Horká prostředí. Stanovení tepelné zátěže pracovníka podle ukazatele WBGT (teploty mokrého a kulového teploměru	1994
7726	Ergonomie tepelného prostředí - Přístroje pro měření fyzikálních veličin.	2002
7730	Ergonomie tepelného prostředí - Analytické stanovení a interpretace tepelného komfortu pomocí výpočtu ukazatelů PMV a PPD a kritéria místního tepelného komfortu.	2006
7933	Ergonomie tepelného prostředí - Analytické stanovení a interpretace tepelného stresu pomocí výpočtu předpovídané tepelné zátěže.	2005
8996	ČSN EN ISO 8996. Ergonomie tepelného prostředí - Určování metabolismu.	2005
9886	ČSN EN ISO 9886. Ergonomie - Hodnocení tepelné zátěže podle fyziologických měření.	2004
9920	ČSN EN ISO 9920. Ergonomie tepelného prostředí - Hodnocení tepelné izolace oděvu a odporu oděvu proti odpařování.	2010

10551	ČSN ISO 10551. Ergonomie tepelného prostředí - Stanovení vlivů tepelného prostředí použitím subjektivních posuzovacích stupnic.	1997
11079	Ergonomie tepelného prostředí - Stanovení a interpretace stresu z chladu pomocí potřebné izolace oděvu (IREQ) a místních účinků chladu.	2008
11399	Ergonomie tepelného prostředí - Zásady a používání příslušných mezinárodních norem.	1997
12894	Ergonomie tepelného prostředí - Zdravotnický dohled nad osobami vystavenými extrémně horkému nebo chladnému prostředí.	2002
13731	Ergonomie tepelného prostředí - Slovník a značky.	2003
13732	Ergonomie tepelného prostředí - Metody posuzování odezvy člověka na kontakt s povrchy.	2009
14505	Ergonomie tepelného prostředí - Hodnocení tepelného prostředí ve vozidlech.	2007
15265	ČSN EN ISO 15265. Ergonomie tepelného prostředí - Strategie posuzování rizika pro prevenci tepelného stresu nebo diskomfortu v tepelném pracovním prostředí.	2005
15743	Ergonomie tepelného prostředí - Chladná pracoviště - Posuzování a řízení rizika.	2009
15831	Oděv - Fyziologické účinky - Měření tepelné izolace pomocí tepelné figuríny.	2004

B-2. Přehled nejpoužívanějších stupnic tepelného komfortu a pocitu

Z důvodů přesné interpretace je uvedeno napřed původní anglické označení a následně vlastní český překlad. Bedfordova stupnice v sobě zahrnuje jak vyjádření tepelného pocitu – teplo, chladno, tak i tepelného komfortu, tj. přijatelnosti prostředí – příjemně, nepříjemně, viz tab. B.2. Obdobné slovní hodnocení používá (Nilsson, 2004) v indexu MTV, který je základním faktorem pro sestavení diagramu komfortních zón viz tab. B.3.

Tab. B.2 – Bedfordova stupnice tepelného komfortu

Hodnota	Slovní vyjádření	
	anglicky	česky
+3	much too warm	příliš teplo
+2	too warm	nepříjemně teplo
+1	comfortably warm	příjemně teplo
0	comfortable	příjemně
-1	comfortably cool	příjemně chladno
-2	too cool	nepříjemně chladno
-3	much too cool	příliš chladno

Tab. B.3 – MTV = Mean Thermal Vote - analogie Bedfordovy stupnice tepelného komfortu (Nilsson, 2004)

Hodnota	Slovní vyjádření	
	anglicky	česky
+3	much too hot	příliš teplo
+2	too hot	nepříjemně teplo
+1	hot but comfortable	teplo ale příjemně
0	neutral	neutrálně
-1	cold but comfortable	chladno ale příjemně
-2	too cold	nepříjemně chladno
-3	much too cold	příliš chladno

Tab. B.4 – **7 bodová**, rozšířená 9 bodová a 11 bodová stupnice ASHRAE tepelných pocitů

Hodnota	Slovní vyjádření	
	anglicky	česky
+5	intolerably hot	nesnesitelně horko
+4	very hot	velmi horko
+3	hot	horko
+2	warm	teplo
+1	slightly warm	mírně teplo
0	neutral	neutrálně
-1	slightly cool	mírně chladno
-2	cool	chladno
-3	cold	zima
-4	very cold	velmi zima
-5	intolerably cold	nesnesitelně zima

Tab. B.5 – 9 bodová stupnice tepelného komfortu dle Zhang

Hodnota	Slovní vyjádření	
	anglicky	česky
+4	very comfortable	velmipohodlně
	comfortable	pohodlně
+0	just comfortable	právě pohodlně
-0	just uncomfortable	právě nepohodlně
	uncomfortable	nepohodlně
-4	very uncomfortable	velminepohodlně

Tab. B.6 – 11 bodová stupnice tepelného diskomfortu dle Gagge

Hodnota	Slovní vyjádření	
	anglicky	česky
+5	intolerable	nesnesitelně
+4	limited tolerance	na chvíli snesitelně
+3	very uncomfortable	velmi nepohodlně
+2	uncomfortable and unpleasant	nepohodlně
+1	slightly uncomfortable	trošku nepohodlně
0	comfortable	pohodlně
-1	slightly uncomfortable	trošku nepohodlně
-2	uncomfortable and unpleasant	nepohodlně
-3	very uncomfortable	velmi nepohodlně
-4	limited tolerance	na chvíli snesitelně
-5	intolerable	nesnesitelně

Seznam symbolů a zkratk

a	[-]	absorptivita povrchu
a_t	[J]	technická práce
A	[m]	délka kabiny automobilu
A	[m ²]	plocha
A_{Du}	[m ²]	plocha lidského těla dle Duboise
B	[m]	šířka kabiny automobilu
c	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
c_b	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita krve
c_p	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
C	[Wh/°C]	tepelná kapacita
C	[m]	výška dveří kabiny automobilu
C_{dl}	[-]	Tanabeho koeficient vasodilatace v jádře
C_l	[-]	lokální tepelný komfort
C_o	[-]	celkový tepelný komfort
C_{sh}	[-]	Tanabeho koeficient svalového třesu v jádře
C_{st}	[-]	Tanabeho koeficient vasokonstrikce v jádře
C_{sw}	[-]	Tanabeho koeficient pocení v jádře
Cld	[-]	signál chladu z termoreceptorů jednoho segmentu
$Clds$	[-]	Integrovaný signál chladu celého lidského těla
D	[m]	výška oken kabiny automobilu v kolmém směru
D	[den]	den
DL	[-]	signál vasodilatace
Err	[-]	odchylka teploty od neutrálního stavu
$F_{1 \rightarrow 2}$	[-]	úhlový faktor z povrchu 1 na povrch 2
f_{cl}	[-]	faktor zvětšení povrchu lidského těla oděvem
g	[m·s ⁻²]	konstanta tíhového zrychlení na Zemi
Gr	[-]	Grashofovo číslo
h	[h]	hodina
h_c	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přenosu tepla konvekcí
h_{cal}	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	kalibrovaný součinitel přestupu tepla v prostředí 24 °C
h_e	[W/m ² kPa]	součinitel přestupu tepla vypařováním
h_r	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	součinitel přenosu tepla radiací
h_t	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	kombinovaný součinitel přenosu tepla radiací a konvekcí

h_x	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla při CCX mezi žíly a tepny
$Chilf$	$[-]$	distribuční koeficient generovaného svalového třesu
i	$[J/kg]$	měrná entalpie
i_{cl}	$[-]$	prodyšnost oděvu
I_{cl}	$[clo]$	tepelný odpor oděvu
k	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
K	$[W/^\circ C]$	tepelná vodivost
L	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok odváděný okolním prostředím – tepelná zátěž člověka
L	$[m]$	Charakteristický rozměr obtékaného tělesa
La	$[^\circ]$	zeměpisná šířka
Lo	$[^\circ]$	zeměpisná délka
LR	$[^\circ C/kPa]$	Lewisův poměr
m	$[kg]$	hmotnost
m	$[min]$	minuta
m_{co}	$[kg]$	hmotnost jádra člověka
m_{sk}	$[kg]$	hmotnost pokožky člověka
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok přiváděného vzduchu ventilací
M	$[W \cdot m^{-2}]$	metabolická produkce tepla její měrný tepelný tok
M	$[met]$	intenzita vykonávané činnosti
M	$[měsíc]$	měsíc
$Metf$	$[-]$	distribuční koeficient generovaného tepla svalovou činností
Nu	$[-]$	Nusseltovo číslo
p_a	$[Pa], [kPa]$	parciální tlak vodních par ve vzduchu
p_{atm}	$[Pa]$	atmosférický tlak
P_{dl}	$[-]$	Tanabeho koeficient vasodilatace pokožka/jádro
p_{kr}	$[Pa]$	kritický tlak
P_{sh}	$[-]$	Tanabeho koeficient svalového třesu pokožka/jádro
P_{st}	$[-]$	Tanabeho koeficient vasokonstrikce pokožka/jádro
P_{sw}	$[-]$	Tanabeho koeficient pocení pokožka/jádro
p''_a	$[Pa]$	parciální tlak nasycených vodních par ve vzduchu
p''_{sk}	$[kPa]$	parciální tlak nasycených vodních par na pokožce
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
q_c	$[J]$	přivedené teplo do chladného zásobníku
q_h	$[J]$	odvedené teplo z horkého zásobníku

$\dot{q}$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok
$\dot{q}_c$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok konvekcí
$\dot{q}_{cal}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok z povrchu manekýna v kalibračním prostředí 24 °C
$\dot{q}_e$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok vypařování
$\dot{q}_r$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok radiací
$\dot{q}_{real}$	$[W \cdot m^{-2}]$	tepelný tok z povrchu manekýna (skutečné prostředí)
$\dot{q}_{res}$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný tok dýcháním
$\dot{q}_{sr}$	$[W \cdot m^{-2}]$	intenzita slunečního záření
$\dot{q}_{sr,0}$	$[W \cdot m^{-2}]$	sluneční konstanta
$\dot{q}_{sr,dif}$	$[W \cdot m^{-2}]$	intenzita difúzního slunečního záření
$\dot{q}_{sr,dir}$	$[W \cdot m^{-2}]$	intenzita přímého slunečního záření
$\dot{q}_{sr,ref}$	$[W \cdot m^{-2}]$	intenzita odraženého difúzního slunečního záření
$\dot{q}_{sum}$	$[W \cdot m^{-2}]$	celkový měrný tepelný tok
$\dot{q}_{sw}$	$[W \cdot m^{-2}]$	měrný tepelný pocením
$\dot{q}_t$	$[W]$	měrný citelný tepelný tok
$\dot{Q}$	$[W]$	tepelný tok
$\dot{Q}_b$	$[W]$	tepelný tok přenesený krví
$\dot{Q}_{bas}$	$[W]$	basální metabolická produkce tepla člověka
$\dot{Q}_c$	$[W]$	tepelný tok konvekcí
$\dot{Q}_d$	$[W]$	tepelný tok vedením
$\dot{Q}_{e,max}$	$[W]$	maximální možný tepelný tok odváděný vypařování
$\dot{Q}_{de}$	$[W]$	tepelný tok suchým pocením
$\dot{Q}_e$	$[W]$	tepelný tok vypařováním
$\dot{Q}_{HL}$	$[W]$	celková tepelná zátěž kabiny
$\dot{Q}_{A/C}$	$[W]$	potřebný výkon A/C na úpravu nasávaného vzduchu zvenčí
$\dot{Q}_m$	$[W]$	metabolická produkce tepla člověka
$\dot{Q}_r$	$[W]$	tepelný tok radiací
$\dot{Q}_{sh}$	$[W]$	tepelný tok svalového třesu
$\dot{Q}_{sum}$	$[W]$	celkový tepelný tok
$\dot{Q}_{sw}$	$[W]$	tepelný tok pocením
$\dot{Q}_x$	$[W]$	tepelný tok při CCX mezi žilami a tepnami
$\dot{Q}_{res}$	$[W]$	tepelný tok dýcháním
$\dot{Q}_W$	$[W]$	mechanický výkon lidského těla
$\dot{Q}_t$	$[W]$	citelný tepelný tok

r	[m]	vzdálenost na ose r (sférická souřadnice)
r	[-]	reflexivita povrchu
r	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
R_d	[m]	Rayleighova optická tloušťka atmosféry
R_{cl}	[m ² ·K·W ⁻¹]	tepelný odpor oděvu
R_e	[m ² ·Pa·W ⁻¹]	tepelný odpor vypařováním
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
s	[s]	sekunda
S_{dl}	[-]	Tanabeho koeficient vasodilatace v pokožce
S_l	[-]	Lokální tepelný pocit
S_o	[-]	Celkový tepelný pocit
S_{sh}	[-]	Tanabeho koeficient svalového třesu v pokožce
S_{st}	[-]	Tanabeho koeficient vasokonstrikce v pokožce
S_{sw}	[-]	Tanabeho koeficient pocení v pokožce
ST	[-]	signál vasokonstrikce
t	[s]	čas
T	[°C]	teplota
T_{kr}	[°C]	kritická teplota
T_a	[°C]	teplota vzduchu
T_{ar}	[°C]	tepenná teplota
T_{co}	[°C]	vnitřní teplota člověka (teplota jádra)
T_{cl}	[°C]	teplota povrchu oděvu
T_{eq}	[°C]	ekvivalentní teplota
T_{hy}	[°C]	teplota hypotalamu
T_{mu}	[°C]	střední teplota svalové vrstvy
T_o	[°C]	operativní teplota
T_{po}	[°C]	teplota centrálního zásobiště krve
T_r	[°C]	střední radiační teplota
T_{re}	[°C]	rektální teplota
T_{set}	[°C]	nastavená teplota neutrálního stavu lidského těla
T_{sk}	[°C]	teplota pokožky
T_{skm}	[°C]	střední teplota pokožky
T_{ve}	[°C]	žilní teplota
T_{vx}	[°C]	žilní teplota po CCX

T_w	[°C]	teplota obtékaného tělesa
T_∞	[°C]	teplota obtékající tekutiny
TL	[-]	Linkeho zákal (turbidita)
Tu	[-]	intenzita turbulence
v	[m·s ⁻¹]	rychlost proudění (vzduchu)
V	[m ³]	objem
$\dot{V}$	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok přiváděného vzduchu
$\dot{V}_b$	[m ³ ·s ⁻¹]	objemový tok krve cévami
$\dot{V}_{bas}$	[m ³ ·s ⁻¹]	basální objemový tok krve cévami
$\dot{V}_{CO_2}$	[l·min ⁻¹]	množství vydechovaného oxidu uhličitého
$\dot{V}_{O_2}$	[l·min ⁻¹]	množství vdechovaného kyslíku
x	[kg/kg _{sv}]	měrná vlhkost
x	[m]	vzdálenost na ose x (kartézská souřadnice)
Y	[rok]	rok
w	[-]	míra pokrytí pokožky potem
W	[W·m ⁻²]	mechanická práce, její měrný výkon
Wrm	[-]	signál tepla z termoreceptorů jednoho segmentu
$Wrms$	[-]	Integrovaný signál tepla celého lidského těla
α	[°]	sklon čelního skla automobilu
β	[K ⁻¹]	součinitel objemové roztažnosti
β	[°]	sklon zadního skla automobilu
γ	[°]	sklon bočního skla automobilu
δ	[°]	deklinací úhel
ε	[-]	emisivita povrchu
ε_{chl}	[-]	chladicí faktor
ε_w	[-]	emisivita okolních stěn
φ	[-]	relativní vlhkost vzduchu
λ_{H_2O}	[J·kg ⁻¹]	měrné výparné skupenské teplo vody
λ_{max}	[m]	vlnová délka záření o největší intenzitě
μ	[-]	transmisivita povrchu
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
ρ_b	[kg·m ⁻³]	hustota krve
σ	[W·m ⁻² ·K ⁻⁴]	Stefan-Bolzmannova konstanta

ω	[-]	geometrický faktor v par. dif. rovnici vedení tepla
----------	-----	---

Indexy

$ _{(i,j)}$	i-tý, j-tý prvek
$ _a$	vzduch
$ _A$	zóna vzduchu
$ _{amb}$	okolní prostředí
$ _b$	krev
$ _d$	vedení
$ _{cl}$	oděv
$ _{co}$	jádro
$ _{contact}$	kontaktní povrch v okolí člověka
$ _e$	vypařování
$ _E$	exteriér
$ _I$	interiér
$ _r$	dlouhovlnná radiace
$ _{sk}$	pokožka
$ _{sr}$	krátkovlnná radiace
$ _{sw}$	pocení
$ _v$	ventilace

Použité zkratky a označení

<i>A/C</i>	„Air-conditioning” – klimatizování
<i>AM</i>	„Air Mass ” – optická atmosférická hmota
<i>ASHRAE</i>	„American society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers”
<i>BG</i>	„Bigger group” – většinová skupina tepelných pocitů
<i>CCX</i>	„Counter Current Heat Exchange” – protiproudá tepelná výměna krví
<i>CFD</i>	„Computational Fluid Dynamic” – výpočtová mechanika tekutin
<i>DISC</i>	„Thermal Discomfort” – tepelný diskomfort
<i>DR</i>	„Draught Risk” – stupeň obtěžování průvanem
<i>DTS</i>	„Dynamic Thermal Sensation” – dynamický tepelný pocit
<i>EoT</i>	„Equation of Time” – časová rovnice
<i>ET*</i>	„Effective Temperature” – efektivní teplota
<i>GMT</i>	„Greenwich Mean Time” – místní čas Greenwichského poledníku
<i>GWP</i>	„Global Warming Potential” – potenciál na podporu globálního oteplování

<i>JD</i>	„Julian Date” – Juliánské datum
<i>m.n.m</i>	nadmořská výška v metrech nad mořem
<i>MTV</i>	„Mean Thermal Vote” – střední tepelný pocit
<i>LST</i>	„Local Solar Time” – pravý sluneční čas
<i>LT</i>	„Local Time” – střední sluneční čas (místní čas)
<i>ODP</i>	„Ozone Depletion Potential” – potenciál na rozpad ozónové vrstvy
<i>PMV</i>	„Predicted Mean Vote” – předpokládaný střední tepelný pocit
<i>PD</i>	„Percentage of Dissatisfied” – procento nespokojených
<i>PPD</i>	„Predicted Percentage of Dissatisfied” – předpokládané procento nespokojených
<i>Q₁₀</i>	koenzym látkové výměny v buňkách
<i>SET*</i>	„Standard Effective Temperature” – standardní efektivní teplota
<i>SG</i>	„Smaller group” – menšinová skupina tepelných pocitů
<i>TEWI</i>	„Total Equivalent Warming Impact” – celkový vliv na globální oteplování
<i>TSENS</i>	„Thermal Sensation” – tepelný pocit
<i>TZ</i>	„Time Zone” – časové pásmo
<i>UTC</i>	„Coordinated Universal Time” – univerzální koordinovaný světový čas
<i>WBGT</i>	„Wet Bulb Globe Temperature” – teplota mokrého a kulového teploměru