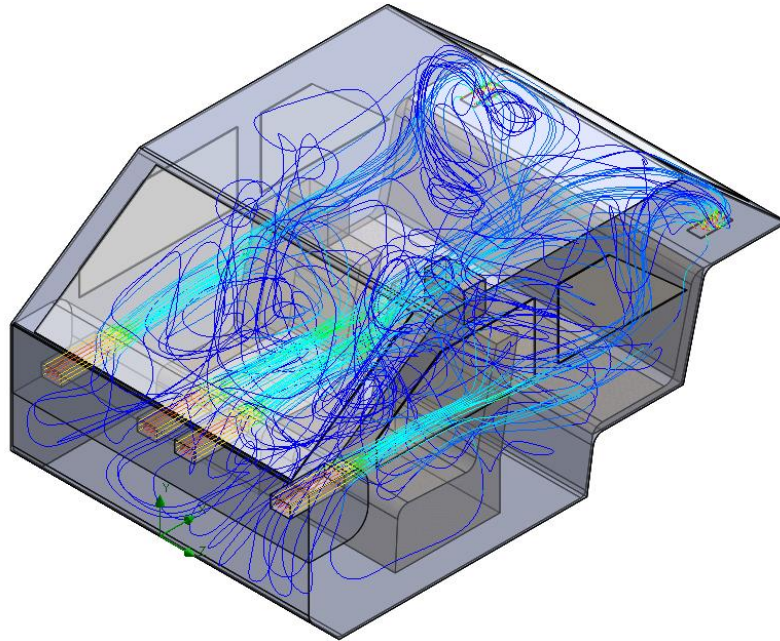




**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Área Departamental de Engenharia Mecânica**



## **Simulação e Análise do Escoamento no Habitáculo de um Automóvel**

**DIOGO DANIEL ALMEIDA MOTA**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Prof. Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca  
Prof. Mestre Tiago Alexandre Narciso da Silva

Júri:

Presidente: Prof. Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais:

Prof. Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho  
Prof. Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

**Abril de 2015**





**ISEL**

**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**  
**Área Departamental de Engenharia Mecânica**

## **Simulação e Análise do Escoamento no Habitáculo de um Automóvel**

**DIOGO DANIEL ALMEIDA MOTA**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

*Esta dissertação encontra-se escrita segundo o novo acordo ortográfico*

**Orientadores:**

Prof. Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca  
Prof. Mestre Tiago Alexandre Narciso da Silva

**Júri:**

Presidente: Prof. Doutor Rui Pedro Chedas Sampaio

Vogais:

Prof. Doutor Nuno Alexandre Gonçalves Martinho  
Prof. Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

**Abril de 2015**



"Só fazemos melhor aquilo que repetidamente insistimos em melhorar. A busca da excelência não deve ser um objetivo, e sim um hábito."

Aristóteles



Dedico esta dissertação aos meus pais e à minha irmã, por tudo o que representam para mim. A vós devo tudo o que sou hoje. Obrigado!



# Agradecimentos

Agradeço a todas as pessoas que contribuíram para a elaboração desta dissertação de mestrado, dando-me forças para lutar pelos meus objetivos. A todas, expresso aqui o meu sincero agradecimento, em especial:

Aos meus pais, por todo o esforço e empenho que sempre fizeram para me proporcionar as condições necessárias à realização do meu percurso académico. Agradeço o amor, a educação e os valores transmitidos ao longo da minha vida.

À minha irmã e ao meu cunhado, pela amizade e partilha demonstrada ao longo de todos estes anos. As palavras de motivação, de confiança e de força foram fundamentais em momentos cruciais.

À minha namorada, pelo papel importante que teve ao longo da realização desta dissertação.

Aos meus orientadores, Doutora Cláudia Casaca e Mestre Tiago Silva, pela dedicação e orientação durante a realização desta dissertação, tornando possível atingir todas as etapas a que me propus. Obrigado pelas sugestões e pela disponibilidade de ambos.

À *Squédio* e ao Sr. Duarte, pela disponibilidade demonstrada para solucionar os problemas ocorridos no *software SolidWorks Flow Simulation*, possibilitando a realização desta dissertação.

A todos os docentes e funcionários auxiliares da Área Departamental de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, pela disponibilidade e pela partilha de conhecimento.

A todos os colegas que me ajudaram durante o meu percurso académico, em especial aos meus colegas e amigos, André Lourenço e Rúben Mena. O companheirismo, a compreensão e a entajuda foram fundamentais para atingir esta etapa.

A todos os que direta ou indiretamente tiveram influência no meu ano de dissertação e que por lapso não foram mencionados.

A todos, reitero os meus mais sinceros agradecimentos. Obrigado!



## Resumo

As condições ambientais e o consumo de energia são fatores determinantes para a indústria automóvel, pressionando-a a criar novas tecnologias que otimizem o consumo de combustível, minimizem a emissão de poluentes e permitam uma melhoria no conforto térmico dos ocupantes. Atualmente, este facto revela-se cada vez mais importante devido ao estilo de vida dinâmico das pessoas, onde é gasto um tempo considerável na mobilidade.

A presente dissertação visou apresentar as investigações e os conhecimentos existentes acerca do conforto térmico, bem como estudar, através da dinâmica de fluidos computacional, o ambiente térmico no interior de um automóvel. Assim, foram desenvolvidos dois estudos, tendo sido utilizado o *software SolidWorks* para conceber o habitáculo automóvel e posteriormente, o *software SolidWorks Flow Simulation* para simular o arrefecimento do ambiente térmico no seu interior, perante uma condição típica de verão. O primeiro estudo foi desenvolvido com o objetivo de evidenciar os efeitos da radiação solar nas características ambientais no interior do habitáculo automóvel. Os resultados obtidos neste estudo demonstraram que a radiação solar tem uma grande influência sobre o ambiente térmico no interior de um automóvel, contribuindo para um aumento significativo da temperatura no seu interior. Além disso, também se verificou que as propriedades do vidro são fundamentais para diminuir esse aumento de temperatura. Posteriormente, foi desenvolvido o segundo estudo com o objetivo de avaliar o conforto térmico no interior do habitáculo automóvel. Os resultados obtidos neste estudo demonstraram que o ambiente térmico inicial não garante as condições de conforto térmico necessárias para os ocupantes. Contudo, após um período de 540 segundos de arrefecimento, verificou-se uma descida significativa dos valores da temperatura do ar e, conseqüentemente, uma melhoria substancial nas condições de conforto térmico no interior do automóvel. Além disso, foi possível verificar que a localização dos difusores de ar afeta significativamente a distribuição da temperatura do ar no interior de um automóvel e que os resultados obtidos poderiam melhorar através da introdução de insuflação de ar para a zona dos pés.

**Palavras-chave:** Conforto térmico, Sensação térmica, Temperatura equivalente, Dinâmica de fluidos computacional, Habitáculo automóvel.



# Abstract

The environmental conditions and energy consumption are determinant factors for the automotive industry, pushing it to create new technologies that optimize fuel consumption, minimize the emission of pollutants and allow an improvement in the occupants' thermal comfort. Today, this fact becomes increasingly important because of the people's dynamic lifestyle, which makes them to spend a considerable amount of time in mobility.

This dissertation main goal is to present investigations and existing knowledge about thermal comfort, as well as studying, through computational fluid dynamics, the thermal environment inside an automobile. Therefore, two studies have been developed, using *SolidWorks* software to design the automobile passenger compartment and subsequently, the *SolidWorks Flow Simulation* software to simulate the cooling of the thermal environment inside the automobile, in face of a typical summer's condition. The first study was developed with the goal of highlighting the effects of the solar radiation on the environmental characteristics inside the automobile passenger compartment. The results of this study showed that the solar radiation has a great influence in the thermal environment inside of a car, contributing to it's significant temperature rise. In addition, it was found that the glass properties are essential to reduce this temperature rise. The second study was subsequently developed with the goal to evaluate the thermal comfort inside the automobile passenger compartment. The results of this study showed that the initial thermal environment does not guarantee the necessary conditions for the occupants' thermal comfort. However, after a period of 540 seconds of cooling, there was a significant drop in the values of air temperature and consequently a substantial improvement in the conditions of the thermal comfort inside the automobile. Furthermore, it was possible to verify that the location of the air diffusers have a significant effect in the distribution of the air temperature inside of an automobile and that these results could be improved with the introduction of air insufflation in the feet area.

**Keywords:** Thermal comfort, Thermal sensation, Equivalent temperature, Computational fluid dynamics, Automobile passenger compartment.



## Acrónimos

3-D	Três dimensões
A/C	Ar condicionado
ABS	Acrilonitrila butadieno estireno ( <i>Acrylonitrile butadiene styrene</i> )
ASHRAE	Associação Americana dos Engenheiros do Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração ( <i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i> )
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
B4SR	Taxa de suor básica para 4 horas ( <i>Basic 4-hour sweat rate</i> )
CAD	Desenho assistido por computador ( <i>Computer aided design</i> )
CAE	Engenharia assistida por computador ( <i>Computer aided engineering</i> )
CET	Temperatura efetiva corrigida ( <i>Corrected effective temperature</i> )
CFD	Dinâmica dos fluidos computacional ( <i>Computational fluid dynamics</i> )
CH	Corpo humano
CT	Conforto térmico
DR	Percentagem de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar ( <i>Draught rate</i> )
EHT	Temperatura homogénea equivalente ( <i>Equivalent homogeneous temperature</i> )
ELT	Temperatura equivalente de sala ( <i>Equivalent living-room temperature</i> )
FEM	Método dos elementos finitos ( <i>Finite element method</i> )
HA	Habitáculo automóvel
ISEL	Instituto Superior de Engenharia de Lisboa
ISO	Organização Internacional de Normalização ( <i>International Organization of Standardization</i> )
MTV	Voto térmico médio ( <i>Mean thermal vote</i> )
NIOSH	Instituto Nacional para a Segurança e Saúde Ocupacional ( <i>National Institute for Occupational Safety and Health</i> )
OEM	Fabricante de equipamento original ( <i>Original equipment manufacturer</i> )
P4SR	Taxa de suor estimada para 4 horas ( <i>Predicted 4-hour sweat rate</i> )
PD	Percentagem de insatisfeitos ( <i>Percentage dissatisfied</i> )
PMV	Voto médio previsível ( <i>Predicted mean vote</i> )
PPD	Percentagem previsível de insatisfeitos ( <i>Predicted percentage dissatisfied</i> )
SET	Temperatura efetiva padrão ( <i>Standard effective temperature</i> )
SFS	<i>SolidWorks Flow Simulation</i>
ST	Sensação térmica
UCB	Universidade da Califórnia, Berkeley
VTCE	Processo de estudo virtual do conforto térmico ( <i>Virtual thermal comfort engineering</i> )
WBGT	Temperatura de Globo de Bolbo Húmido ( <i>Wet bulb globe temperature</i> )
WGT	Temperatura de Globo Húmido ( <i>Wet globe temperature</i> )



## Simbologia

$a, b$	Valores limites admissíveis para a temperatura média da pele	Adimensional
$c, d$	Valores limites admissíveis para a taxa de suor	Adimensional
$A$	Fator de ponderação para a temperatura do ar e temperatura média radiante	Adimensional
$A_D$	Área de superfície corporal de DuBois	$m^2$
$A_r$	Área efetiva de radiação do corpo	$m^2$
$C$	Transferência de calor sensível por convecção, à superfície da pele	$W/m^2$
$C_{res}$	Perda de calor sensível por convecção, através da respiração	$W/m^2$
$E$	Perda de calor latente por evaporação	$W/m^2$
$E_{dif}$	Perda de calor por evaporação, correspondente à quantidade de difusão de vapor de água através da pele	$W/m^2$
$E_{res}$	Perda de calor latente por evaporação, através da respiração	$W/m^2$
$E_{sk}$	Perda total de calor latente por evaporação, a partir da pele	$W/m^2$
$E_{sw}$	Perda de calor por evaporação do suor, à superfície da pele	$W/m^2$
ET	Temperatura efetiva	$^{\circ}C$
ET*	Nova temperatura efetiva	$^{\circ}C$
$f_{cl}$	Razão entre a área do corpo vestido e a área do corpo nu	Adimensional
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$
$h_e$	Coefficiente de transferência de calor por evaporação	$W/(m^2 \cdot Pa)$
$h_k$	Coefficiente de transferência de calor por condução	$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$
$h_r$	Coefficiente de transferência de calor por radiação	$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$
$H_p$	Produção total de calor metabólico do corpo	$W/m^2$
$H_{sk}$	Perda total de calor na pele	$W/m^2$
$I_{cl}$	Isolamento térmico do vestuário	clo, $m^2 \cdot ^{\circ}C/W$
$i_m$	Índice de permeabilidade à humidade [vestuário]	Adimensional
$K$	Transferência de calor sensível por condução, à superfície da pele	$W/m^2$
$K_{cl}$	Transferência de calor por condução, através do vestuário	$W/m^2$
$l$	Altura da pessoa	m
LR	Relação de Lewis	$^{\circ}C/Pa$
$m$	Massa da pessoa	kg
$M$	Taxa de metabolismo	$W/m^2$
$p_a$	Pressão parcial do vapor de água no ar	Pa
$p_{sk,sat}$	Pressão de vapor de água saturado à temperatura da pele	Pa
$p_{ET^*,s}$	Pressão de vapor de água saturado para o valor de ET*	Pa
$q_{res}$	Taxa total de perda de calor através da respiração	$W/m^2$
$q_{sk}$	Taxa total de perda de calor a partir da pele	$W/m^2$

$R$	Transferência de calor sensível por radiação, à superfície da pele	W/m <sup>2</sup>
$R_{es}$	Perda total de calor pela respiração	W/m <sup>2</sup>
$S$	Taxa de armazenamento de calor no corpo humano	W/m <sup>2</sup>
$S_{cr}$	Taxa de armazenamento de calor no interior do corpo	W/m <sup>2</sup>
$S_r$	Taxa de suor expressa em unidade equivalente de calor por unidade de área de superfície corporal	W/m <sup>2</sup>
$S_{sk}$	Taxa de armazenamento de calor na pele	W/m <sup>2</sup>
$t_a$	Temperatura do ar	°C
$t_{a,l}$	Temperatura do ar local	°C
$t_b$	Temperatura média corporal	°C
$t_{bs}$	Temperatura de bolbo seco	°C
$t_{bh}$	Temperatura de bolbo húmido	°C
$t_{cl}$	Temperatura da superfície do vestuário	°C
$t_{cr}$	Temperatura corporal interna	°C
$t_{eq}$	Temperatura equivalente	°C
$t_f$	Temperatura do piso	°C
$t_g$	Temperatura de globo negro	°C
$t_{nwb}$	Temperatura de bolbo húmido natural	°C
$t_o$	Temperatura operativa	°C
$\bar{t}_r$	Temperatura média radiante	°C
$t_{sk}$	Temperatura média da pele	°C
$t_{su}$	Temperatura da superfície	°C
$Tu$	Turbulência do ar local	Adimensional
$v_{ar}$	Velocidade do ar	m/s
$\bar{v}_{a,l}$	Velocidade média do ar local	m/s
$w$	Fração de pele coberta com suor	Adimensional
$W$	Trabalho mecânico externo	W/m <sup>2</sup>

### Alfabeto Grego

$\alpha$	Fator de ponderação que depende do fluxo sanguíneo da pele	Adimensional
$\Delta t_{a,v}$	Diferença de temperatura do ar, no sentido vertical, entre a cabeça e os pés	°C
$\Delta t_{pr}$	Assimetria da temperatura radiante	°C
$\varepsilon$	Emissividade	Adimensional
$\lambda$	Comprimento de onda	$\mu m$
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8}$	W/(m <sup>2</sup> · °C <sup>4</sup> )
$\varphi$	Humidade relativa	Adimensional

# Índice

## Capítulo 1

<b>Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1 - Enquadramento do Tema.....	3
1.2 - Motivação .....	5
1.3 - Objetivos a Desenvolver.....	5
1.4 - Revisão Bibliográfica .....	6
1.5 - Estrutura da Dissertação .....	25

## Capítulo 2

<b>Conforto Térmico</b> .....	<b>27</b>
2.1 - Introdução .....	29
2.2 - Diferenças do Ambiente Térmico entre Edifícios e Veículos .....	30
2.3 - Parâmetros Influentes no Conforto Térmico .....	32
2.3.1 - Sistema Termorregulador do Corpo Humano .....	34
2.3.2 - Balanço Energético do Corpo Humano.....	40
2.4 - Índices Ambientais .....	49
2.4.1 - Temperatura Efetiva (ET) .....	49
2.4.2 - Temperatura Efetiva Corrigida (CET) .....	51
2.4.3 - Taxa de Suor Estimada para 4 Horas (P4SR).....	51
2.4.4 - Temperatura de Globo de Bolbo Húmido (WBGT) .....	54
2.4.5 - Temperatura de Globo Húmido (WGT).....	55
2.4.6 - Temperatura Operativa ( $t_o$ ) .....	56
2.4.7 - Nova Temperatura Efetiva (ET*).....	57
2.4.8 - Temperatura Efetiva Padrão (SET) .....	58
2.4.9 - Temperatura Equivalente ( $t_{eq}$ ).....	59
2.4.10 - Voto Médio Previsível (PMV) e Percentagem Previsível de Insatisfeitos (PPD) .....	62
2.5 - Desconforto Térmico Local .....	65
2.5.1 - Correntes de Ar.....	66
2.5.2 - Diferença de Temperatura do Ar na Vertical .....	66
2.5.3 - Temperatura da Superfície do Piso .....	68
2.5.4 - Assimetria da Temperatura Radiante .....	69
2.6 - Normalização Sobre o Conforto Térmico .....	70
2.6.1 - ISO 10551: Ergonomia do Ambiente Térmico – Avaliação da Influência do Ambiente Térmico Utilizando Escalas de Julgamento Subjetivo .....	70
2.6.2 - ISO 11399: Princípios e Aplicações de Normas Internacionais Relevantes .....	71
2.6.3 - ISO 7726: Instrumentos e Métodos para Medição de Grandezas Físicas .....	71
2.6.4 - ISO 9886: Ergonomia – Avaliação do <i>Stress</i> Térmico Através de Medições Fisiológicas.....	72

2.6.5 - ISO 8996: Determinação da Taxa de Metabolismo.....	72
2.6.6 - ISO 7730: Ergonomia do Ambiente Térmico – Determinação Analítica e Interpretação do Conforto Térmico Utilizando o Cálculo dos Índices PMV e PPD e os Critérios de Conforto Térmico Local .....	72
2.6.7 - ISO 14505: Avaliação de Ambientes Térmicos em Veículos .....	74
2.6.8 - ISO 9920: Ergonomia do Ambiente Térmico – Estimativa do Isolamento Térmico e da Resistência ao Vapor de Água de um Conjunto de Peças de Vestuário .....	74
2.6.9 - ASHRAE Standard 55: Condições Ambientais Térmicas Para Ocupação Humana .	75
<b>Capítulo 3</b>	
<b>Simulação Numérica CFD.....</b>	<b>77</b>
3.1 - Introdução .....	79
3.2 - Conceção do Habitáculo Automóvel .....	80
3.3 - Simulação Numérica no Interior do Habitáculo Automóvel .....	82
3.3.1 - Equações <i>Favre-Averaged Navier-Stokes</i> .....	82
3.3.2 - Definição de Condições .....	83
3.3.3 - Histórico de Simulações .....	88
3.3.4 - Estudo 1 - Influência da Radiação Solar no Ambiente Térmico.....	94
3.3.5 - Estudo 2 – Avaliação do CT no Interior do HA .....	114
<b>Capítulo 4</b>	
<b>Considerações Finais .....</b>	<b>129</b>
4.1 - Conclusões .....	131
4.2 - Desenvolvimentos Futuros .....	133
<b>Referências Bibliográficas.....</b>	<b>135</b>
<b>Anexos .....</b>	<b>147</b>
Anexo A – Questionários Utilizados Para Investigar o CT.....	147
Anexo B – Taxas Metabólicas Típicas de Algumas Atividades.....	149
Anexo C – Isolamento Térmico de Algumas Peças de Vestuário .....	150
Anexo D – Nomograma Para Determinar a Superfície Total do CH a Partir da Altura e do Peso	152
Anexo E – Nomograma de Temperatura Efetiva Para Pessoas Vestidas Com Vestuário Leve .....	153
Anexo F – Nomograma Com Linhas da ET* Constantes.....	154
Anexo G – Resumo de Alguns dos Índices Térmicos Existentes .....	155
Anexo H – Normas ISO Publicadas Para Avaliar a Resposta Humana ao Ambiente Térmico .....	156
Anexo I – Desenhos Técnicos do HA.....	157
Anexo J – Secções dos Projetos Realizados, Resultantes de Cortes Efetuados por um Plano Frontal, Colocado no Centro do HA .....	159
Anexo K – Secções dos Índices PMV e PPD dos Projetos Realizados no Estudo 1 .....	162
Anexo L – Secções da Temperatura do Ar Para os Vários Níveis .....	168

# Índice de Figuras

Figura 1.1 – Percentagem de veículos equipados com sistema de climatização.....	4
Figura 1.2 – Localização das três técnicas de medição no interior do habitáculo automóvel .....	7
Figura 1.3 – Perfil ideal de temperatura equivalente para os segmentos do corpo humano .....	10
Figura 1.4 – Representação do modelo utilizado no estudo virtual do conforto térmico.....	13
Figura 2.1 – Temperatura da superfície da pele em diferentes segmentos corporais, de uma pessoa nua submetida a temperaturas ambientais diferentes .....	35
Figura 2.2 – Temperatura corporal do CH de acordo com o tipo de ambiente térmico .....	36
Figura 2.3 – Temperatura do CH de acordo com a temperatura ambiente .....	36
Figura 2.4 – Localização do hipotálamo .....	37
Figura 2.5 – Distribuição percentual dos termorreceptores ao longo do CH.....	37
Figura 2.6 – Esquema do sistema termorregulador do CH.....	38
Figura 2.7 – Diagrama simplificado do sistema de termorregulação do CH.....	39
Figura 2.8 – Transferência de calor entre o HA, o CH e o ambiente.....	40
Figura 2.9 – Transferência de calor através da pele .....	40
Figura 2.10 – Relação entre os modos de transferência de calor, a temperatura ambiente e as perdas ou ganhos de energia do CH .....	44
Figura 2.11 – Interação térmica do CH com o ambiente.....	45
Figura 2.12 – Nomograma com escala básica de ET [0,5 clo]. .....	50
Figura 2.13 – Nomograma para calcular o valor da P4SR .....	52
Figura 2.14 – Traçados para ambientes com a mesma P4SR .....	53
Figura 2.15 – Relação entre a fração de pele coberta com suor e o desconforto de uma pessoa .....	57
Figura 2.16 – O CT e a ST de uma pessoa em função da temperatura média da pele .....	58
Figura 2.17 – Ilustração da definição de temperatura equivalente .....	60
Figura 2.18 – Diagrama da temperatura equivalente para o corpo inteiro e para dezoito zonas do corpo humano .....	62
Figura 2.19 – Relação entre os índices PMV e PPD .....	64
Figura 2.20 – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a diferença de temperatura do ar, no sentido vertical, entre a cabeça e os pés de uma pessoa .....	67
Figura 2.21 – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a temperatura do piso .....	68
Figura 2.22 – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a assimetria da temperatura radiante ...	69
Figura 2.23 – Método gráfico da zona de conforto, para espaços que cumpram os critérios especificados anteriormente.....	76
Figura 3.1 – Geometria da estrutura do habitáculo automóvel.....	81
Figura 3.2 – Montagem dos elementos que constituem o habitáculo automóvel.....	81
Figura 3.3 – Definição das condições gerais da simulação para o estudo 1. ....	83
Figura 3.4 – Domínio computacional utilizado no estudo, com representação da radiação solar e da radiação ambiental.....	85
Figura 3.5 – Malha localizada, de nível 6, utilizada nas zonas com maior gradiente térmico. ....	86

Figura 3.6 – Distribuição da malha no habitáculo automóvel. ....	86
Figura 3.7 – Células existentes no domínio computacional .....	87
Figura 3.8 – Resultado inicial do índice PMV .....	88
Figura 3.9 – Resultado inicial do índice PPD .....	88
Figura 3.10 – Arestas a suavizar de forma a diminuir a temperatura excessiva nessas zonas. ....	89
Figura 3.11 – Temperatura no HA de acordo com as espessuras adotadas inicialmente. ....	90
Figura 3.12 – Espessura inicial da estrutura do HA. ....	90
Figura 3.13 – Modificação das arestas e da espessura da estrutura. ....	90
Figura 3.14 – Conjunto do HA depois das alterações efetuadas. ....	93
Figura 3.15 – Posição dos planos e respetivos pontos no eixo Y. ....	94
Figura 3.16 – Distribuição dos pontos de medição ao longo do HA. ....	95
Figura 3.17 – Divisão do interior do HA em quatro espaços. ....	96
Figura 3.18 – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar. ....	97
Figura 3.19 – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]. ....	97
Figura 3.20 – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]. ....	98
Figura 3.21 – Variação do valor médio da temperatura do ar, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados. ....	99
Figura 3.22 – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar. ....	101
Figura 3.23 – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]. ....	102
Figura 3.24 – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]. ....	103
Figura 3.25 – Variação da temperatura média radiante, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados. ....	104
Figura 3.26 – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar. ....	106
Figura 3.27 – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]. ....	107
Figura 3.28 – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]. ....	107
Figura 3.29 – Variação da velocidade do ar, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados. ....	108
Figura 3.30 – Variação da temperatura da superfície exterior do tejadilho do HA, sem influência da radiação solar. ....	109
Figura 3.31 – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, sem influência da radiação solar. ....	110

Figura 3.32 – Variação da temperatura da superfície exterior do tejadilho do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de energia]. .....	110
Figura 3.33 – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]. .....	111
Figura 3.34 – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]. .....	111
Figura 3.35 – Posição dos pontos de medição no interior do HA, distribuídos por três níveis.....	115
Figura 3.36 – Pontos colocados em dois planos frontais, simetricamente posicionados relativamente ao plano frontal colocado no centro do HA. ....	115
Figura 3.37 – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 1 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	118
Figura 3.38 – Variação do PMV no interior do HA para 1 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	118
Figura 3.39 – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	119
Figura 3.40 – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro]......	119
Figura 3.41 – Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	121
Figura 3.42 – Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro]......	121
Figura 3.43 – Trajetórias do escoamento de ar no interior do HA para 540 s [vista isométrica]. ..	122
Figura 3.44 – Trajetórias do escoamento de ar no interior do HA para 540 s [vista frontal]......	122
Figura 3.45 – Variação do PMV no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	123
Figura 3.46 – Variação do PMV no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro]......	123
Figura 3.47 – Variação do PPD no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	124
Figura 3.48 – Variação do PPD no interior do HA para 540 s [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro]......	124
Figura 3.49 – Variação das correntes de ar no interior do HA para 540 s. [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor]. .....	128
Figura 3.50 – Variação das correntes de ar no interior do HA para 540 s. [Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro]......	128
Figura 4.1 – Temperatura do ar nos vários segmentos do manequim térmico virtual. ....	133
Figura 4.2 – Velocidade do ar nos vários segmentos do manequim térmico virtual.....	134



# Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Resultados do questionário realizado para determinar o significado do conforto .....	29
Tabela 2.2 – Fatores que influenciam a equação do balanço energético .....	47
Tabela 2.3 – Valores de referência da WBGT para diferentes taxas metabólicas .....	55
Tabela 2.4 – Equivalência sugerida para obter o mesmo valor da SET .....	58
Tabela 2.5 – Relação entre o índice SET e a ST no CH.....	59
Tabela 2.6 – Parâmetros ambientais e a sua influência na temperatura equivalente.....	61
Tabela 2.7 – Escala de ST de sete pontos (adaptado de Parsons, 2014). .....	63
Tabela 2.8 – Ambiente térmico aceitável para o CT geral de uma pessoa .....	64
Tabela 2.9 – Percentagem admissível de pessoas insatisfeitas devido ao desconforto térmico .....	65
Tabela 2.10 – Diferença admissível entre as temperaturas medidas ao nível da cabeça e ao nível dos pés .....	67
Tabela 2.11 – Escalas subjetivas consideradas na norma ISO 10551.....	70
Tabela 3.1 – Tamanho definido para o domínio computacional utilizado.....	84
Tabela 3.2 – Número de células utilizadas para o domínio computacional criado. ....	86
Tabela 3.3 – Condições de fronteira utilizadas na simulação numérica. ....	87
Tabela 3.4 – Propriedades do vidro utilizado no HA. ....	91
Tabela 3.5 – Propriedades do <i>tablier</i> utilizado no HA. ....	92
Tabela 3.6 – Emissividade do material utilizado para a estrutura do HA.....	92
Tabela 3.7 – Resumo dos valores obtidos para a temperatura do ar no HA, em cada projeto. ....	99
Tabela 3.8 – Resumo dos valores obtidos para a temperatura média radiante no interior do HA, em cada projeto. ....	104
Tabela 3.9 – Resumo dos valores obtidos para a velocidade do ar no HA, em cada projeto. ....	108
Tabela 3.10 – Valores obtidos para a temperatura nas superfícies dos componentes do HA, em cada projeto.....	112
Tabela 3.11 – Definição das condições ambientais iniciais no interior do HA. ....	114
Tabela 3.12 – Parâmetros pessoais definidos no SFS. ....	114
Tabela 3.13 – Localização dos pontos de medição utilizados para o estudo. ....	116
Tabela 3.14 – Valores obtidos para a temperatura do ar, nos pontos de medição, ao longo de 540 segundos. ....	117
Tabela 3.15 – Dados obtidos nos pontos de medição, após um período de 540 segundos de arrefecimento.....	125
Tabela 3.16 – Temperatura equivalente e percentagem prevista de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar nos pontos de medição.....	126



"Na natureza nada se cria, nada  
se perde, tudo se transforma."  
Antoine Lavoisier



# Capítulo 1

## Introdução

Ao longo deste capítulo são abordados tópicos fundamentais para introduzir o leitor a este tema, integrando-o na perspectiva global do trabalho desenvolvido. Para facilitar a contextualização, é efetuado um enquadramento do conforto térmico no interior de um automóvel, evidenciando os objetivos do sistema de climatização, os seus problemas e os fatores que prejudicam o conforto térmico. Posteriormente, é apresentada a motivação para a escolha deste tema, assim como os objetivos a desenvolver ao longo desta dissertação. A revisão bibliográfica foi realizada através de uma pesquisa documental e de um levantamento bibliográfico preliminar, privilegiando os artigos considerados mais relevantes. Por fim, descreve-se a estrutura da dissertação.



## 1.1 - Enquadramento do Tema

O automóvel é, atualmente, um dos meios de transporte mais utilizado no mundo. Aliando as alterações climáticas do planeta ao crescente tempo de permanência no interior de um veículo, torna-se importante criar condições que proporcionem uma sensação térmica (ST) de bem-estar.

Segundo a classificação apresentada por Corbridge (1987), o conforto global no interior de um habitáculo automóvel (HA) pode ser analisado com base em três fatores distintos:

- Dinâmicos, relacionados com as vibrações, os choques e as acelerações;
- Ambientais, onde se incluem o conforto térmico (CT), a qualidade do ar, o ruído e o gradiente<sup>1</sup> de pressão;
- Espaciais, referentes à ergonomia da posição do ocupante e ao acesso a funcionalidades.

Este trabalho incidiu sobre um dos fatores ambientais, o CT. Este é influenciado por parâmetros ambientais e pessoais (ver pág. 32), apresentando-se como um problema complexo, uma vez que relaciona elementos psicológicos e fisiológicos do corpo humano (CH) onde a temperatura e velocidade do ar são identificados como os parâmetros mais relevantes (Rameshkumar *et al.*, 2013). Para otimizar o CT no interior de um HA é fundamental melhorar a compreensão dos mecanismos responsáveis pela perceção humana a diferentes exposições. Assim, torna-se essencial investigar não só as superfícies do veículo, como também as características do escoamento de ar no seu interior e a forma como este interage com os vários segmentos do CH.

A crescente importância da aerodinâmica e do *design* automóvel no mercado corrente, juntamente com a necessidade de redução do consumo de combustível e das emissões poluentes, são alguns dos fatores que dificultam o alcance do CT no interior de um HA. A necessidade de reduzir o calor que entra no automóvel tornou-se uma questão fundamental a ter em conta, logo no início da conceção de um veículo (Alahmer *et al.*, 2011a). As interações entre as várias formas de transferência de calor [condução, convecção e radiação] são muito difíceis de analisar no interior de um automóvel. Isto deve-se aos elevados gradientes de temperatura do ar, de temperatura radiante e de velocidade do ar em condições altamente transientes e assimétricas. É importante também

---

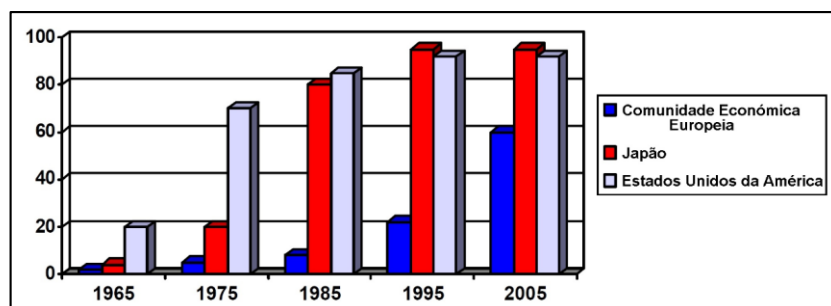
<sup>1</sup> Taxa de variação de uma grandeza física ao longo de uma dimensão espacial, em determinada direção.

destacar a influência da radiação solar através dos vidros do veículo e o isolamento térmico causado pelos assentos (Madsen *et al.*, 1986; Hosni *et al.*, 2003a; Cascetta & Musto, 2007).

Durante os dias de inverno, as baixas temperaturas registadas no exterior podem tornar o HA muito frio, da mesma forma que, nos dias de verão podem torná-lo muito quente. Independentemente das condições climáticas exteriores, o sistema de climatização tem como objetivos proporcionar condições de CT e de segurança para os ocupantes, reduzindo a fadiga proveniente dessa exposição e evitando o embaciamento dos vidros, proporcionando assim uma viagem mais confortável e segura. No entanto, este sistema não resolve totalmente o problema do CT, uma vez que não consegue corrigir as assimetrias da radiação térmica, criando ainda, correntes de ar com velocidades distintas nos vários segmentos do CH, gerando situações de desconforto térmico local (ver pág. 65). Segundo Silva (2002), este facto merece uma análise profunda, já que as pessoas não conseguem mudar as suas posições no interior de um automóvel. Por esse motivo, torna-se cada vez mais importante compensar essas condições climáticas assimétricas, pelo que, existe uma maior preocupação na avaliação das condições de conforto dos ocupantes.

Hoje em dia, existem ferramentas de simulação computacional que ajudam a prever os fatores que influenciam o CT dos ocupantes de um veículo.

As investigações e os estudos efetuados com manequins térmicos permitiram um grande desenvolvimento na área do CT. Com a evolução tecnológica, estes passaram a ser modelados em *software* de desenho assistido por computador, na literatura inglesa *computer aided design* (CAD) e simulados em *software* de dinâmica dos fluidos computacional, na literatura inglesa *computational fluid dynamics* (CFD). Esta ferramenta permite simular condições próximas das reais, reduzindo o tempo e os custos do projeto de um veículo. Esta questão é cada vez mais relevante, tendo em conta o crescimento de venda de automóveis com sistema de climatização. No mercado da União Europeia, este crescimento tem sido exponencial (ver figura 1.1), o que torna o CT um fator cada vez mais importante na conceção de um automóvel.



**Figura 1.1** – Percentagem de veículos equipados com sistema de climatização (adaptado de Cisternino, 1999).

## 1.2 - Motivação

O desenvolvimento de um veículo é um processo composto por diversas áreas da engenharia. Com o objetivo de melhorar o CT dos ocupantes, cabe à equipa de engenheiros projetar e desenvolver um sistema de climatização que seja eficiente e eficaz, procurando simultaneamente, reduzir o consumo de combustível do veículo.

As preocupações de um engenheiro nesta área foram a minha principal motivação para desenvolver esta dissertação. Por outro lado, embora o Instituto Superior de Engenharia de Lisboa (ISEL) tenha prestígio na área dos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC), continua a utilizar *software* tradicional. Assim, considerou-se interessante desenvolver este tema recorrendo a técnicas de simulação mais avançadas. Por isso, escolheu-se o programa de CAD utilizado ao longo da licenciatura, o *SolidWorks*, para modelar o HA, de forma a verificar o escoamento do ar no seu interior. Posteriormente, para simular o sistema de climatização, foi utilizado um módulo específico de AVAC do *SolidWorks Flow Simulation (SFS)*. Deste modo, conseguiu-se conjugar simultaneamente uma parte da licenciatura em Engenharia Mecânica, com uma parte do mestrado em Energia, Refrigeração e Climatização, o que tornou este desafio mais estimulante. Este estudo poderá vir a contribuir para um uso mais intensivo destas ferramentas de simulação numérica na Área Departamental de Engenharia Mecânica do ISEL e, conseqüentemente incentivar o desenvolvimento de futuros projetos em parceria com as empresas.

## 1.3 - Objetivos a Desenvolver

Este trabalho teve como objetivo geral, estudar o ambiente térmico no interior de um HA e, conseqüentemente, as condições de CT e desconforto térmico local a que um ocupante é submetido. A abordagem a este tema foi efetuada de duas formas distintas: uma teórica, baseada nos modelos de CT existentes e outra computacional, baseada nas simulações realizadas num *software* de CFD. Assim, esta dissertação teve como objetivos específicos:

- Verificar a influência da radiação solar sobre o ambiente térmico no interior do HA previamente construído, recorrendo a um *software* de CFD, o SFS;

- Analisar as variações da temperatura do ar, da temperatura média radiante e da velocidade do ar no interior do HA em estudo, perante uma condição típica de verão, tendo em conta as simulações efetuadas no SFS;

- Determinar a temperatura equivalente, após um período de arrefecimento, em doze pontos de medição colocados no interior do HA em estudo;
- Verificar se o ambiente térmico no interior do HA em estudo pode ser considerado ‘aceitável’, para cada um dos espaços, tendo em conta a temperatura equivalente representativa do corpo como um todo.

## 1.4 - Revisão Bibliográfica

Nas últimas décadas, através de ensaios experimentais e de simulações numéricas, foram desenvolvidos muitos estudos e investigações a respeito do CT, bem como dos diferentes métodos para efetuar a sua avaliação. Para isso, muito têm contribuído os sucessivos avanços tecnológicos e informáticos, que permitiram um aumento da capacidade de avaliação e uma otimização das técnicas de modelagem, para condições físicas e fisiológicas complexas. Existe uma quantidade considerada de artigos científicos realizados nesta área, no entanto, apenas foram apresentados os mais relevantes para o presente estudo.

Com a colaboração da *Ford Motor Company* e da *Kansas State University*, Rohles & Wallis (1979) desenvolveram vários ensaios numa câmara climática, entre os anos 1973 e 1977, envolvendo quase 3000 pessoas. O propósito era analisar quais os fatores que contribuíam para o CT dos ocupantes de um automóvel, durante a utilização do ar condicionado (A/C), em condições típicas de verão. Concluíram que os fatores de maior influência são:

- O fluxo de ar e a respetiva temperatura proveniente do sistema de climatização;
- A temperatura e humidade do ambiente externo;
- A localização do ocupante no interior do HA.

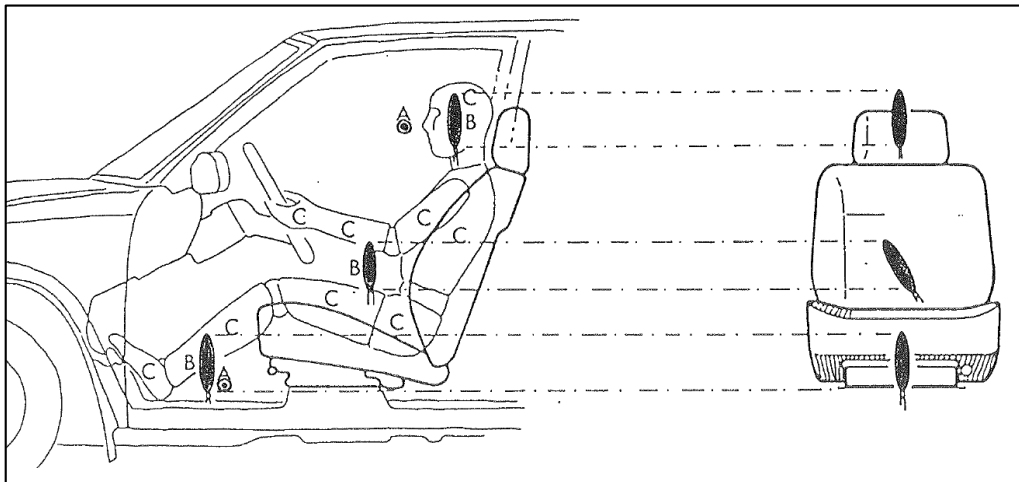
É importante destacar o facto de os autores concluírem que o tamanho dos difusores de ar não influencia o tempo necessário para atingir a condição de conforto e que, as pessoas envolvidas em condições típicas de inverno apresentaram uma resposta à ST superior às envolvidas em condições típicas de verão. Porém, nas condições típicas de verão, as pessoas precisaram de menos tempo para alcançar a condição de conforto.

Madsen *et al.* (1986) efetuaram vários estudos, em condições de estado estacionário e transiente, de forma a testar um novo método para avaliar o ambiente térmico em automóveis. Os ensaios foram realizados num túnel de vento climático, com temperaturas entre os -18 °C e os +40 °C, com o objetivo de avaliar o CT no interior de um HA. Para isso, utilizaram três técnicas de medição diferentes nas posições frontais [condutor e passageiro]:

- Sensores de temperatura do ar ao nível dos pés e da cabeça (figura 1.2 – letra A);
- Sensores de CT para medir a temperatura equivalente (ver pág. 59) em três zonas distintas: pés, abdómen e cabeça (ver figura 1.2 – letra B);
- Manequim térmico para medir a temperatura equivalente ou a perda de calor em 16 segmentos corporais (ver figura 1.2 – letra C).

A medição da temperatura equivalente, utilizada nos dois últimos métodos, permitiu combinar a influência da radiação solar com a temperatura e velocidade do ar, proveniente do sistema de climatização.

Após o estudo, concluíram que os sensores de temperatura do ar não são a melhor opção, uma vez que apenas contabilizam um dos parâmetros que influenciam o CT, não levando em consideração as assimetrias da radiação térmica e o isolamento térmico de alguns segmentos corporais. Os sensores de CT pecam pelo facto de apenas analisarem três zonas específicas. Já o manequim térmico foi considerado a melhor opção, uma vez que simula termicamente uma pessoa e, por conseguinte, permite uma melhor avaliação do CT nos vários segmentos do CH.



**Figura 1.2** – Localização das três técnicas de medição no interior do habitáculo automóvel (Madsen *et al.*, 1986).

Com o propósito de aprofundar o estudo descrito anteriormente, Olesen (1987) realizou um novo ensaio, no mesmo local e nas mesmas condições utilizando, no entanto, um maior número de sensores de CT para diminuir os erros de medição. Como suporte para os sensores e a fim de obter valores mais precisos, utilizou placas planas para modelar a forma do CH, modelo designado por '*flat man*'. Este modelo permitiu ainda, atribuir diferentes valores para o isolamento do vestuário, consoante as diferentes partes do corpo.

Posteriormente, foi realizado um estudo idêntico por Tanabe *et al.* (1990) tendo sido adicionadas as respostas subjetivas de quarenta e cinco pessoas envolvidas. Nesse

trabalho, compararam os cálculos dos valores do voto médio previsível, na literatura inglesa *predicted mean vote* (PMV) e da percentagem previsível de insatisfeitos, na literatura inglesa *predicted percentage dissatisfied* (PPD) (ver pág. 62), com as respostas subjetivas das pessoas envolvidas. Verificaram uma boa concordância entre ambos e concluíram que o melhor parâmetro para descrever o CT no interior de um HA é a temperatura equivalente.

Kohler *et al.* (1990) descreveram um modelo que permite determinar, simultaneamente, as variações de temperatura, humidade e fluxo de ar no interior de um autocarro, ou veículo similar. O modelo teve como principal objetivo simular as cargas térmicas, tendo em vista uma otimização do sistema de climatização. Contudo, também permitiu investigar a influência que as modificações na estrutura do veículo apresentam sobre o ambiente térmico no seu interior. Concluíram que a ST e o CT no interior de um veículo são afetadas pelo tipo de vidro e pelo número de ocupantes.

Com o contributo da *Renault S.A.*, Pachiaudi *et al.* (1992) efetuaram um estudo sobre o CT em veículos ligeiros, evidenciando as limitações que os índices PMV e PPD apresentam nesse tipo de ambientes. Foram realizadas quarenta e cinco viagens, em condições típicas de inverno e de verão, com uma duração média de duas horas. Durante as viagens, os ocupantes responderam a um questionário, em intervalos de quinze minutos, para que posteriormente se pudessem analisar as suas respostas subjetivas. As condições ambientais no interior do HA eram definidas pelo condutor e impostas ao longo da viagem, sem o conhecimento dos restantes ocupantes. Assim, foi possível comparar a temperatura medida em sete pontos, à volta dos assentos frontais, com as respostas subjetivas das pessoas envolvidas. Após essa análise, concluíram que:

- A temperatura do ar entre os 16 °C e os 31 °C para o inverno e entre os 17,5 °C e os 32,5 °C para o verão, proporciona em 80 % dos casos, condições de CT para os ocupantes;
- A obtenção de CT global e de uma ST neutra [PMV = 0] foi conseguida, na generalidade, para uma temperatura do ar entre os 22 °C e os 26 °C;
- Os pés e a cabeça são as zonas mais sensíveis do CH e, de modo consequente, mais propícias ao desconforto térmico;
- Segundo os estudos de Fanger (1970), para que uma pessoa esteja em CT, o gradiente de temperatura entre os pés e a cabeça não pode ser superior a 3 °C. Contudo, com base no estudo desenvolvido por Pachiaudi *et al.* (1992), o cumprimento desta condição não se mostrou determinante para que o ocupante possa alcançar uma condição de CT.

Em colaboração com a *Nissan Motor Company*, Hagino & Hara (1992) apresentaram um trabalho onde foram analisados os efeitos da temperatura, do fluxo de calor

e da radiação solar no CT dos ocupantes de um automóvel equipado com A/C. Com base nos resultados obtidos, apresentaram um método para prever a sensação de conforto dos ocupantes, a partir do ambiente térmico no interior do veículo. Através dos seus estudos, verificaram a importância do sistema de A/C ter um fluxo de ar difuso, pelo que, propuseram um novo método para controlar o fluxo de ar, criando um sistema de fluxo variável. Desta forma, foi possível combinar os fluxos de ar difuso e concentrado.

Taniguchi *et al.* (1992), com o apoio da *Toyota Central Research and Development Labs e Nippondenso Company*, apresentaram um novo método para controlar a temperatura do A/C de um automóvel. Utilizando a temperatura da pele do rosto dos ocupantes e a sua taxa de variação, desenvolveram uma equação para avaliar quantitativamente a ST dos ocupantes de um automóvel, em condições de estado estacionário e transiente. Posteriormente, validaram a equação através dos ensaios realizados numa câmara climática, de forma a ser aplicável em todas as estações do ano com uma precisão de  $\pm 1$  na escala de ST (ver pág. 63).

Segundo Vipiana (1992), é fundamental considerar as condições térmicas durante a análise a um habitáculo de um veículo. Para isso, sugere as seguintes condições de CT:

- Temperatura efetiva, na literatura inglesa *effective temperature* (ET) (ver pág. 49) entre os 15 °C e os 20 °C para as condições de inverno e entre os 17 °C e os 22 °C para as condições de verão;

- Humidade relativa entre os 40 % e os 70 %;

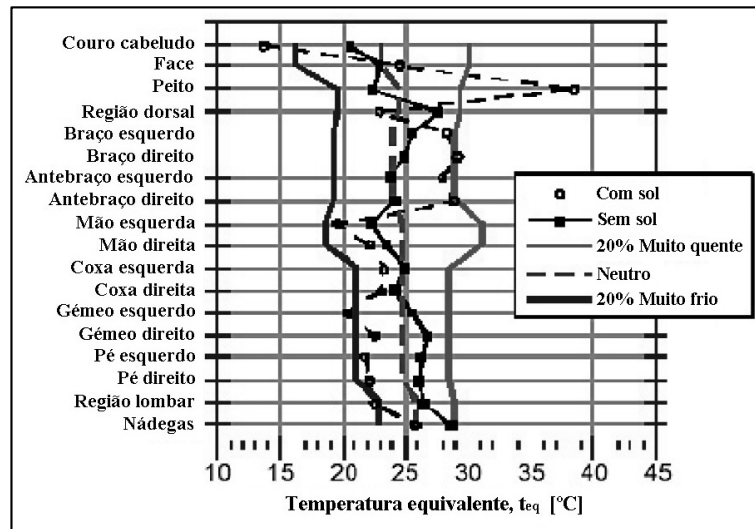
- Temperatura das superfícies interiores do veículo entre os 15 °C e os 25 °C;

- Velocidade do ar no interior do veículo inferior a 0,25 m/s.

Com o contributo da *Isuzu Motors, Ochanomizu University e Technical University of Denmark*, Matsunaga *et al.* (1993) desenvolveram um estudo com o propósito de descreverem um método para medição em ambientes térmicos não uniformes, utilizando um novo manequim térmico com temperatura controlada à superfície da pele. Neste estudo, descreveram o manequim térmico e a sua lógica de controlo, propondo uma temperatura equivalente. De acordo com os resultados obtidos no manequim térmico, a temperatura equivalente demonstrou ser eficaz na representação das condições ambientais assimétricas, situação típica de veículos.

Utilizando um manequim térmico sujeito a diferentes condições climáticas no interior de um veículo, Holmér *et al.* (1995) efetuaram vários ensaios, onde analisaram e registaram o fluxo de calor nos vários segmentos do manequim. Posteriormente, compararam os resultados obtidos, com as respostas subjetivas de pessoas expostas às

mesmas condições. Verificaram que, para os mesmos segmentos corporais, existia uma elevada correlação entre o fluxo de calor medido e o voto térmico médio das pessoas, na literatura inglesa *mean thermal vote* (MTV)<sup>2</sup>. Com base nessa correlação, definiram um perfil ideal de temperatura equivalente para dezanove segmentos corporais (ver figura 1.3).



**Figura 1.3** – Perfil ideal de temperatura equivalente para os segmentos do corpo humano (adaptado de Holmér *et al.*, 1995).

Segundo Holmér *et al.* (1995), a forma mais precisa e prática de efetuar as medições dos parâmetros ambientais no interior de um veículo é através da utilização de manequins térmicos. Este estudo serviu como impulso para desenvolver as características e as capacidades dos manequins térmicos, o que possibilitou uma melhoria na avaliação do ambiente térmico, contribuindo para a obtenção de resultados mais precisos e próximos da realidade. Destacam-se os estudos realizados por: Burke & McGuffin (2001), Han *et al.* (2001), Richards & Mattle (2001), McCullough (2002), Ozeki *et al.* (2002), Nilsson (2004), Rugh & Bharathan (2005), Sakoi, *et al.* (2006) e Nilsson *et al.* (2007).

Stancato & Onusic (1997), em colaboração com a *AutoSoft* e a *Mercedes-Benz*, desenvolveram um modelo de simulação numérica que possibilitou analisar os fatores que influenciam a mudança de condução térmica e a carga térmica<sup>3</sup> de arrefecimento de um autocarro. Entre eles incluem-se: a temperatura exterior, a orientação da carroçaria, o tipo de pintura e a cor dos vidros. Neste estudo foram descritos os cálculos relativos à irradiação<sup>4</sup> solar através dos vidros e à condução térmica através da carroçaria. As experiências

<sup>2</sup> Escala de ST de sete pontos similar à escala PMV, contudo, com uma formulação ligeiramente diferente.

<sup>3</sup> Quantidade de calor sensível e latente que o sistema de climatização deve retirar ou fornecer a um espaço, para manter a sua temperatura e humidade relativa.

<sup>4</sup> Determinada quantidade de radiação solar por unidade de área e é dada em watt-hora por metro quadrado [Wh/m<sup>2</sup>].

realizadas para avaliar a carga térmica de arrefecimento do veículo obtiveram uma boa precisão, existindo uma diferença inferior a 5 % entre as medidas experimentais e os resultados da simulação numérica. Concluíram que a orientação da carroçaria e o tempo de exposição às condições ambientais exteriores podem alterar a carga térmica de arrefecimento em 225 % e que é possível obter variações de 30 % consoante os tipos de vidro e de pintura utilizados na carroçaria.

Utilizando como ‘*inputs*’ os parâmetros ambientais e pessoais no interior de um automóvel, Brown & Jones (1997) em cooperação com a *Ford Motor Company* e *Kansas State University*, apresentaram um modelo transiente para avaliar o CT dos ocupantes. O modelo computacional permite prever com precisão o estado fisiológico do CH, assim como a sua resposta à ST durante as condições de aquecimento ou de arrefecimento do habitáculo.

Com o objetivo de melhorar o CT dos ocupantes de um veículo, Currle (1997) em colaboração com a *Mercedes-Benz*, apresentou um estudo onde demonstra de que forma o recurso a um *software* de CFD, pode ajudar a compreender e a otimizar o escoamento de ar no interior de um HA. Utilizando o programa *STAR-CD*, em combinação com um modelo termofisiológico<sup>5</sup> para os ocupantes, calculou o campo de escoamento e a distribuição da temperatura no interior do HA, levando em conta a condução, a convecção e a radiação solar. Os resultados computacionais permitiram comparar diferentes modificações geométricas do habitáculo e do sistema de climatização e, simultaneamente, avaliar o CT dos ocupantes. Concluiu então, que seria importante dar especial ênfase à otimização da ventilação do espaço para as pernas à frente e atrás.

Através de um modelo computacional, Conceição *et al.* (1999), com o apoio da Universidade do Algarve, simularam o comportamento térmico no interior de um veículo de passageiros. O modelo permite calcular, em regime estacionário ou transiente, a temperatura do ar, o fluxo de calor e a carga térmica a equilibrar pelo sistema de climatização. A validação do modelo foi efetuada no vagão de um comboio, imobilizado e em movimento, em condições de verão, reproduzindo bem a temperatura determinada experimentalmente. No entanto, a simulação numérica mostrou uma melhor concordância com os resultados experimentais, quando foram utilizados os coeficientes de transferência de calor por convecção, determinados experimentalmente no seu estudo.

Com o contributo da *DaimlerChrysler*, Currle & Maué (2000) apresentaram um estudo numérico com o objetivo de evidenciar a influência dos parâmetros do escoamento

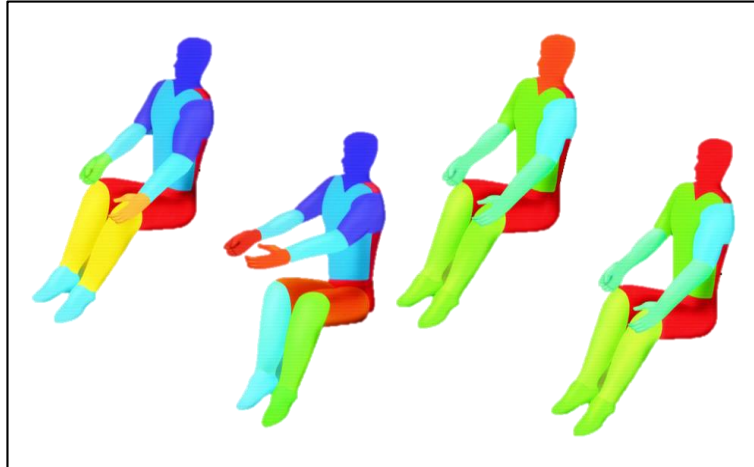
---

<sup>5</sup> Área da fisiologia que estuda a produção de calor pelo corpo humano e as influências das variações de temperatura nesse mesmo corpo.

de ar e dos parâmetros geométricos, no CT dos ocupantes de um automóvel. Os parâmetros de escoamento incluídos no estudo foram: o fluxo, a temperatura e a velocidade do ar, bem como a direção do escoamento junto dos difusores. Os parâmetros geométricos analisados foram: os difusores de ar, no que diz respeito à sua forma, área, quantidade e localização, bem como a própria geometria do HA. Com base no modelo computacional do habitáculo de um *Mercedes-Benz Class E Sedan* simularam a temperatura do ar, a transferência de calor, a radiação solar e a ST dos ocupantes no interior do HA. Este estudo focou-se essencialmente na influência da área dos difusores de ar, laterais e centrais, assim como na distribuição do fluxo de ar por esses difusores, para condições climáticas típicas de verão. Os resultados evidenciaram que a área dos difusores tem uma influência significativa na configuração e na velocidade do escoamento de ar. Após o estudo, concluíram que os valores de CT local e global dependem fortemente da área dos difusores e do fluxo de ar. Para além disso, para uma área de ventilação pequena, observaram uma zona de desconforto térmico na cabeça dos ocupantes frontais e determinaram que esse desconforto podia ser reduzido, alterando a distribuição do escoamento de ar nos difusores.

Posteriormente, Fujita *et al.* (2001) adotando o CFD e a análise combinada da radiação solar e da condução térmica através dos materiais, desenvolveram um modelo de simulação numérica para prever o ambiente térmico no interior de um HA, sob diferentes condições de climatização.

Com o contributo da *Delphi Harrison Thermal Systems* e da Universidade da Califórnia em Berkeley (UCB), Han *et al.* (2001) apresentaram o processo de estudo virtual do conforto térmico, na literatura inglesa *virtual thermal comfort engineering* (VTCE) (ver figura 1.4). Um dos principais desafios do VTCE era prever o ambiente térmico em torno dos ocupantes no interior de um HA. No centro deste processo está um modelo representativo do sistema termorregulador do CH (ver pág. 34), baseado no modelo de Stolwijk (1971), ao qual foram acrescentadas diversas melhorias. Este novo modelo de CT utiliza 16 segmentos corporais, cada um deles modelado por quatro camadas representativas do CH [órgãos, músculos, gordura e pele] e uma camada representativa do vestuário. Este modelo destaca-se pela capacidade de prever o CT local de um ocupante, num ambiente térmico não uniforme, em função da radiação solar e dos parâmetros ambientais e pessoais. O VTCE tem em consideração a configuração geométrica do habitáculo e as propriedades físicas e térmicas dos seus materiais, onde se incluem os vidros. A utilização do VTCE permite explorar, de uma forma mais rápida e económica, diferentes estratégias para controlar o ambiente térmico e a forma como este se relaciona com o CT do CH.



**Figura 1.4** – Representação do modelo utilizado no estudo virtual do conforto térmico (adaptado de Delphi, 2014).

Segundo Kataoka & Nakamura (2001), a simulação numérica é uma ferramenta fundamental para otimizar o CT no interior de um veículo. Assim, utilizaram-na para analisar o campo de escoamento e a distribuição da temperatura no interior de um HA. O estudo foi realizado recorrendo a uma malha com elementos cúbicos de pequenas dimensões, gerados automaticamente de acordo com a configuração do habitáculo e dos seus ocupantes. Para avaliar o CT, calcularam a ET a partir das condições térmicas simuladas e dos valores fisiológicos, sendo estes obtidos através de um modelo de termorregulação do CH. Este sistema pode também prever, de uma forma rápida, a ST dos ocupantes do veículo.

Alexandrov *et al.* (2001) apresentaram um artigo sobre a simulação computacional em três dimensões (3-D), com o objetivo de investigar o desempenho do sistema de climatização de um automóvel de passageiros. Durante esse estudo, examinaram a configuração do sistema de climatização e os seus parâmetros de projeto, onde se incluem a temperatura e velocidade do ar, bem como a área e a localização dos difusores. Além disso, examinaram também o impacto dos parâmetros externos, como a temperatura exterior e a velocidade do veículo, sobre o ambiente térmico no interior do automóvel. Concluíram que ambos os parâmetros, internos e externos, desempenham um papel importante na eficiência do sistema de climatização e que algumas zonas desfavoráveis, zonas com baixa circulação de ar, podem ser melhoradas modificando a configuração dos difusores e grelhas de ar.

Huang & Han (2002) efetuaram vários estudos em CFD, envolvendo as interações entre o fluxo de ar e os modos de transferência de calor. As simulações realizadas, perante condições de aquecimento e de arrefecimento, demonstraram uma excelente concordância com os dados experimentais disponíveis para um HA simplificado, prevendo com precisão a temperatura do ar na maior parte das zonas em torno dos ocupantes. Após o estudo,

concluíram que a simulação do ambiente térmico no interior de um automóvel é cada vez mais relevante, sendo um complemento importante para os ensaios realizados em túnel de vento e em testes de campo.

Com a cooperação da *Visteon Automotive Systems*, Ambs (2002) apresentou um método para prever detalhadamente o tempo necessário para alcançar o CT no interior de um HA. Além de calcular o CT global para cada ocupante, também é possível avaliar o CT local, o que permite determinar os segmentos corporais com maior desconforto térmico. Para atingir os objetivos, foram adicionados ao HA, em CFD, manequins subdivididos em diferentes partes, tais como: cabeça, peito, braços e pernas. Este estudo foi realizado em conformidade com o modelo de conforto da *VISTEON's*, que é utilizado para converter os resultados obtidos da análise em CFD, referentes à temperatura e velocidade do ar sobre as superfícies do manequim, numa classificação subjetiva de conforto.

Silva (2002) apresentou um artigo com uma revisão dos fatores que influenciam o conforto no interior de um veículo, destacando os fatores ambientais, nomeadamente: o CT, a qualidade do ar e o ruído. Ao longo do seu artigo, efetuou uma introdução ao CT e aos índices ambientais mais comuns (ver pág. 49). Para além disso, descreveu as principais técnicas para avaliar o ambiente térmico no interior de um veículo, designadamente: sensores individuais, sensores aquecidos e manequins térmicos. Contudo, uma vez que o tema é complexo, considera necessário continuar a desenvolver estudos e pesquisas acerca do CT e do desconforto térmico local (ver pág. 65). Com esse pressuposto, recomenda a utilização das ferramentas de simulação numérica.

Com o propósito de avaliar o CT no interior de um espaço, Nielsen *et al.* (2002) apresentaram um estudo baseado na utilização de um manequim térmico com 16 secções aquecidas de forma independente. O sistema de controlo do manequim térmico simula a temperatura da pele e a perda de calor relacionada com a secção. Assim, colocaram o manequim térmico em vários locais no interior de um espaço e submeteram-no a diferentes tipos de ventilação: distribuição de ar ao nível do piso e extração ao nível do teto [*displacement ventilation*] e distribuição de ar ao nível do teto, misturando-se com o ar ambiente [*mixing ventilation*]. Para cada lugar, mediram a temperatura e velocidade do ar e o gradiente de temperatura. Dessa forma, conseguiram expressar o CT para cada local através de uma temperatura homogénea equivalente, na literatura inglesa *equivalent homogeneous temperature* (EHT) e medir a mesma para cada uma das 16 secções do manequim. O principal objetivo deste trabalho foi estimar o CT global e o desconforto térmico local a partir das medições efetuadas. Com os resultados obtidos para os dois

sistemas de distribuição de ar, concluíram que o desconforto térmico local é causado por correntes de ar e que existem indícios de uma relação entre o PPD e a EHT.

Com vista a melhorar a eficiência energética do sistema de climatização de um veículo, sem descorar o CT dos ocupantes no seu interior, McGuffin *et al.* (2002) em cooperação com a *National Renewable Energy Laboratory* e a UCB, desenvolveram ferramentas numéricas e experimentais para prever o CT em ambientes transientes e não uniformes. Essas ferramentas incluem um modelo de elementos finitos da fisiologia humana, um modelo psicológico que prevê o CT local e global e um manequim térmico para realizar testes em veículos, com capacidade para transpirar de uma forma semelhante à pele do CH.

Zhang (2003) apresentou os resultados de 109 testes realizados em pessoas sujeitas a condições transientes e não uniformes numa câmara climática da UCB. Nesses testes, as superfícies locais do corpo das pessoas foram aquecidas ou arrefecidas, enquanto o resto do corpo foi exposto a um ambiente quente, neutro ou frio. Foram recolhidos dados, em intervalos de um a três minutos, sobre a temperatura da pele, a temperatura corporal interna e a ST. Com base nesses testes, foram desenvolvidos modelos para prever o CT e a ST local e global. Posteriormente, nas instalações da *Delphi Harrison* em *Lockport*, Nova Iorque, foram realizados um conjunto de testes, em que um automóvel foi colocado num túnel de vento, com clima controlado, de modo a simular as condições existentes nos veículos, em condições típicas de verão e de inverno. Assim, foi possível medir, de forma semelhante, os parâmetros analisados nos testes realizados nas câmaras da UCB. Os resultados obtidos mostraram que os modelos conseguiram prever bem a ST e o CT, servindo para validar os modelos desenvolvidos.

Hosni *et al.* (2003a) apresentaram um artigo centrado na investigação experimental para o desenvolvimento de modelos que possibilitem prever eficazmente, o CT local e global, em condições altamente transientes. Inicialmente, recolheram os dados ambientais num veículo de testes, em condições transientes e não uniformes, utilizando para isso, uma câmara climática para simular 16 condições típicas de inverno e de verão. Assim, cobriram totalmente a gama de condições térmicas necessárias para avaliar o CT no interior de um veículo. De acordo com a instrumentação presente no interior do veículo, mediram a temperatura, humidade e velocidade do ar, bem como a temperatura radiante, em 20 locais distintos. Posteriormente, inseriram os dados ambientais num modelo de termorregulação, de forma a calcular as respostas fisiológicas das pessoas ao ambiente, nomeadamente: a temperatura corporal interna, a temperatura da pele e a taxa de suor. Numa segunda fase, realizaram testes a pessoas de forma a recolherem as respostas subjetivas acerca do CT. Em

seguida, combinaram as respostas fisiológicas e as sensações térmicas com o objetivo de desenvolver um modelo de CT. Esse modelo, juntamente com o *software Interior Comfort Engineering*, desenvolvido pela indústria automóvel, permite determinar o funcionamento do sistema de climatização durante a fase de conceção de um automóvel, reduzindo o tempo e o número de pessoas necessárias para avaliar o CT no seu interior.

Hosni *et al.* (2003b) apresentaram um artigo centrado na modelagem matemática do CT humano, em condições altamente transientes. Para determinar as respostas fisiológicas dos ocupantes, de acordo com as condições ambientais no interior do veículo, utilizaram os parâmetros ambientais e pessoais como ‘*inputs*’ do modelo matemático. Posteriormente, realizaram análises estatísticas para relacionar as variáveis fisiológicas com as respostas subjetivas. No final, verificaram que os resultados previstos estiveram de acordo com os dados de ST medidos.

Tendo em conta a necessidade de melhorar o CT no interior de um automóvel, Shojaee *et al.* (2004) em cooperação com a *Iran University of Science and Technology*, desenvolveram um estudo idêntico ao realizado por Currle & Maué (2000). O principal objetivo desse estudo foi analisar o escoamento de ar e o ambiente térmico no interior de um automóvel. Inicialmente, o modelo 3-D foi simulado com quatro difusores de ar frontais, sendo posteriormente otimizado através da adição de uma grelha de ar, colocada na parte traseira. Para desenvolver este estudo, ambos os modelos foram projetados no *software GAMBIT* e resolvidos no *software FLUENT*.

Com o objetivo de interligar os resultados provenientes de diferentes técnicas de investigação, Nilsson (2004) desenvolveu um trabalho com o propósito de avaliar os efeitos do ambiente térmico sobre as pessoas. Para isso, utilizou três métodos diferentes para avaliar o ambiente, comparando-os: medições subjetivas a pessoas, medições com manequins térmicos e modelação computacional. Ao longo do seu trabalho, apresentou uma descrição abrangente e detalhada das teorias e dos métodos envolvidos nas medições com manequins térmicos, destacando a temperatura equivalente. Apresentou também diagramas com zonas de conforto para várias situações, nomeadamente: verão e inverno (ver pág. 62). Com o objetivo de estudar três casos distintos, câmara climatizada, ambiente de escritório e habitáculo de um veículo, utilizou três manequins, dois reais e um virtual. Após o estudo, o autor obteve uma boa concordância entres os dados experimentais e os dados numéricos, no entanto concluiu que este tema precisa de mais investigações dada a sua complexidade.

Com o objetivo de estudar o escoamento de ar no interior de um veículo multiuso, de forma avaliar o CT através da temperatura equivalente, Martinho *et al.* (2004) realizaram

vários ensaios em laboratório, no interior de um habitáculo com dimensões reais. Assim, analisaram o escoamento de ar perante várias condições: com e sem a presença de um manequim térmico, com valores distintos para a temperatura e velocidade do ar e com diferentes regulações nos difusores de ar. Através das medições realizadas pelo manequim térmico e dos parâmetros físicos do escoamento de ar, determinaram os valores da temperatura equivalente para as várias partes do corpo.

Com base em pessoas próximas da termoneutralidade, Pellerin *et al.* (2004) pretenderam evidenciar a origem do desconforto térmico no CH, em ambientes estacionários e não uniformes. Segundo os autores, o conhecimento da temperatura da pele permite um estudo psicofisiológico<sup>6</sup>, com o objetivo de relacionar o estado térmico do corpo, local e global, com a ST. Assim, utilizaram dois simuladores de condução para expor 345 pessoas a diferentes ambientes térmicos, modelados por fatores como a distribuição de ar ou o isolamento térmico do vestuário. O estudo demonstra que a temperatura local nos diversos segmentos corporais é essencial para avaliar o CT em ambientes não uniformes. Após as condições experimentais, concluíram que a sensação geral de desconforto é quantitativa com o desconforto térmico local, existindo a necessidade de ser percecionado por um certo número de superfícies do corpo. Além disso, também verificaram que o desconforto térmico local em ambientes frios e em ambientes quentes têm origens distintas.

Com o contributo da *Delphi Harrison Thermal Systems* e da *Delphi Research Labs*, Han & Huang (2004) apresentaram um modelo de CT, que pode ser utilizado para prever o nível de conforto dos ocupantes de um automóvel. O modelo baseia-se no conceito da EHT para avaliar o conforto local de 16 segmentos corporais, em função dos parâmetros ambientais e pessoais. Apesar de ser aceite pela indústria automóvel europeia, a EHT não foi aceite junto do fabricante de equipamento original, na literatura inglesa *original equipment manufacturer* (OEM) na América do Norte, onde tinham as suas próprias escalas de conforto. Neste estudo, os autores desenvolveram um modelo para correlacionar as duas escalas de conforto, a EHT e a OEM. O modelo proposto apresentou excelentes resultados durante as condições de inverno e de verão.

Continuando com o apoio da *Delphi Harrison Thermal Systems* e da *Delphi Research Labs*, Huang & Han (2005) desenvolveram um estudo com o objetivo de validar o VTCE no interior de um veículo utilitário desportivo. O VTCE foi utilizado para realizar estudos acerca do CT dos ocupantes, perante diferentes ambientes térmicos. Após a

---

<sup>6</sup> Estudo das relações entre os fenómenos psicológicos e fisiológicos.

realização do estudo, concluíram que o VTCE é apropriado para avaliar o CT dos ocupantes de um automóvel, permitindo otimizar o seu sistema de climatização.

Chen *et al.* (2006) efetuaram um estudo onde simularam o funcionamento do sistema de climatização e, conseqüentemente, o escoamento de ar no interior de um HA. De acordo com as simulações numéricas realizadas, verificaram que é junto dos difusores de ar que se encontram as regiões com maior velocidade e que, as regiões de alta pressão encontram-se em torno dos vértices mais salientes. Após a realização do estudo, concluíram que, em comparação com os dados experimentais, os resultados do escoamento e das temperaturas obtidas por meio de um modelo de escoamento turbulento, apresentaram maior precisão e fiabilidade, em comparação com um modelo de escoamento laminar.

Para calcular o índice de CT segundo o método de Fanger, proposto na norma ISO 7730, Silva (2006) apresentou um conjunto de folhas de cálculo desenvolvidas em *Microsoft Excel*. O método de cálculo baseia-se na determinação, através de um processo iterativo, da temperatura externa do vestuário, sendo o PMV calculado através da equação de equilíbrio energético do CH (ver pág. 46). O principal objetivo deste trabalho foi desenvolver uma ferramenta simples e de fácil utilização, para o cálculo do CT.

Arens *et al.* (2006a) apresentaram um estudo acerca do conforto e da ST local e global, em pessoas expostas a ambientes térmicos uniformes. Foi verificado, de acordo com as diferentes partes do corpo, que o conforto e a ST local variam bastante. Em ambientes frios, as mãos e os pés são os locais mais afetados. Em contrapartida, a cabeça apresenta pouca sensibilidade em ambientes frios, no entanto, é muito sensível em ambientes quentes. Segundos os autores, estes são os segmentos corporais a que devemos dar mais atenção, uma vez que são os que melhor traduzem o CT, de acordo com o tipo de ambiente.

Arens *et al.* (2006b) apresentaram o resultado de um estudo onde as pessoas foram sujeitas, durante um período de 3 horas, a sequências de arrefecimento e de aquecimento em determinadas zonas do corpo. Assim, recolheram a temperatura corporal interna, a temperatura da pele, a ST e as respostas ao conforto para 19 segmentos do CH e para o corpo como um todo. Em seguida, relacionaram os resultados recolhidos, referentes ao conforto e à ST local, com as temperaturas interna e de pele. A comparação destes valores permitiu-lhes compreender que a ST e o conforto percecionados em partes específicas do corpo podem afetar a ST e o conforto percecionados pelo corpo como um todo. Em resumo, concluíram que a sensação de conforto é mais acentuada quando existem zonas localizadas do corpo sujeitas a aquecimento ou arrefecimento, do que quando todo o corpo sofre uma mudança de temperatura em simultâneo.

Mezrhab & Bouzidi (2006) desenvolveram um modelo numérico para estudar o CT no interior de um HA, de acordo com as condições climáticas e os materiais que constituem o veículo. O modelo desenvolvido teve como especificidades:

- O modo transiente;
- As interações entre as várias formas de transferência de calor;
- O acoplamento de duas bandas espectrais com radiação de ondas curtas e longas.

O compartimento foi subdividido em diversos nós sólidos, referentes aos materiais construtivos do habitáculo e nós de fluidos, referentes ao volume de ar no interior do mesmo. A análise do equilíbrio térmico de cada nó permitiu investigar os efeitos da radiação solar, do tipo de vidro, do tipo de pintura e das propriedades dos materiais que constituem o HA. De acordo com as simulações efetuadas para situações típicas de verão concluíram que:

- Os materiais no interior de um automóvel estacionado ao sol atingem temperaturas consideráveis, em especial o *tablier* que atinge uma temperatura na ordem dos 100 °C;
- É possível reduzir consideravelmente a temperatura no interior do HA utilizando um vidro com menor transmissibilidade e optando por uma cor branca para a pintura da carroçaria.

Uma pesquisa ampla dos estudos de investigação sobre o CT no habitáculo de um veículo foi apresentada por Walgama *et al.* (2006). A revisão inclui vários fatores, designadamente: o campo do escoamento de ar e a distribuição da temperatura do ar. Estão também presentes, os modelos computacionais e empíricos que preveem a resposta fisiológica e a sensação de CT no interior de um veículo. Por fim, são identificadas e comentadas as áreas que necessitam de informação adicional, de forma a responder a futuras pesquisas.

Nilsson (2007) apresentou um artigo onde descreve a construção de um manequim térmico numérico, com novos métodos de avaliação de conforto, com base nos dados medidos no manequim térmico e nos resultados obtidos após várias experiências. De acordo com o autor, o nível de CT é altamente dependente do ambiente local, uma vez que o ser humano responde de forma diferente à transferência de calor local nas diferentes partes do seu corpo. Após o estudo, concluiu que a ferramenta CFD permite o desenvolvimento de novas investigações nesta área, todavia, salienta a necessidade de continuar com as investigações de campo.

Tendo em conta o aumento das superfícies envidraçadas dos automóveis, Cascetta & Musto (2007) apresentaram um artigo onde abordam o problema do CT, dando especial atenção aos tejadilhos panorâmicos, uma vez que promovem um aumento de cargas

térmicas no interior do HA. Para solucionar este problema, apresentaram um estudo experimental focado na avaliação de quatro tipos diferentes de vidro, com uma superfície interna de baixa emissividade. Posteriormente, realizaram um teste em estrada em condições de verão, comparando o desempenho deste tipo de vidro com o vidro tradicional. Através dos resultados, concluíram que os tejadilhos panorâmicos com vidro otimizado, face aos tradicionais, permitem reduzir a temperatura no interior do HA.

Hodder & Parsons (2007) desenvolveram três estudos com o objetivo de investigar a relação entre a radiação solar simulada e o CT. Nos estudos realizados, respetivamente, procuraram investigar os efeitos:

- Da intensidade da radiação solar simulada;
- Do conteúdo espectral da radiação solar simulada;
- Da resposta humana à ST, de acordo com o tipo de vidro.

Os ensaios foram realizados com oito pessoas do sexo masculino que foram expostas a cada um dos três estudos. No primeiro estudo, as pessoas foram expostas à simulação de quatro níveis de radiação solar: 0, 200, 400 e 600 W/m<sup>2</sup>. No segundo estudo, as pessoas foram expostas à radiação solar simulada com quatro conteúdos espectrais diferentes, cada uma com uma intensidade total de 400 W/m<sup>2</sup>. No terceiro estudo, as pessoas foram expostas, através de quatro tipos diferentes de vidro, à radiação causada por 1000 W/m<sup>2</sup>. De destacar que, onde não existia radiação direta o ambiente era termicamente neutro [PMV = 0 ± 0,5]. Foram apontados os dados referentes à ST, ao CT e à temperatura média da pele. Em vez do comprimento de onda [ $\lambda$ ] da radiação foi o aumento da intensidade total de radiação solar que se apresentou como o fator crítico que afeta o CT. Os estudos demonstraram que por cada aumento de 200 W/m<sup>2</sup> de radiação direta, houve um aumento de uma unidade na escala de ST. Além disso, verificaram que o conteúdo espectral específico da radiação não tem efeito direto sobre a ST. Após os estudos, concluíram que os resultados obtidos contribuem para determinar os efeitos da radiação solar sobre o CT nos veículos, em edifícios e ao ar livre.

Chen *et al.* (2008) utilizaram a simulação numérica para investigar o ambiente térmico no interior de um automóvel. Dado que a temperatura do ar à saída dos difusores está relacionada com a capacidade de refrigeração do A/C, esta foi calculada através das equações teóricas  $\varepsilon$ -NTU<sup>7</sup>. Utilizando como condições de contorno a relação de temperaturas entre os difusores e as grelhas de ar, foi usado um modelo 3-D, de turbulência k- $\varepsilon$ <sup>8</sup>, para

---

<sup>7</sup> Eficiência térmica - número de unidades de transferência.

<sup>8</sup> Modelo de duas equações: energia cinética turbulenta e a sua taxa de dissipação.

simular a temperatura e o escoamento de ar no interior do HA. Concluíram que após o acionamento do A/C, o campo de escoamento tornou-se muito complexo e a temperatura média do ar no HA reduziu rapidamente, estabilizando após 600 segundos. Depois de realizarem o estudo numérico, verificaram que a distribuição da temperatura prevista no interior do HA estava em concordância com os resultados obtidos experimentalmente.

Baseado numa análise numérica transiente durante um período de aquecimento, Kilic & Sevilgen (2009) efetuaram um estudo 3-D no interior de um HA. De acordo com as dimensões reais de um automóvel, procederam à modelação tridimensional do habitáculo, onde incluíram as superfícies de vidro. Posteriormente, adicionaram um manequim virtual com fisiologia humana e submeteram-no a uma temperatura constante de forma a avaliar o CT. Foi calculado o escoamento tridimensional do fluido, a distribuição da temperatura e as características de transferência de calor no interior do HA. Além disso, foram também efetuadas medições experimentais que serviram de base à discussão e comparação dos resultados. Os resultados finais demonstraram que os cálculos numéricos estavam em concordância com os dados experimentais e concluíram que a maior diferença de temperatura e de velocidade ocorreram entre o piso e o tejadilho do HA. Ademais, também concluíram que a distribuição da temperatura nas superfícies do manequim não foi uniforme e que a transferência de calor por radiação teve muita influência nos resultados obtidos.

Musat & Helerea (2009) apresentaram um estudo centrado na análise dos parâmetros que influenciam o CT no interior de um HA. Ao longo do artigo, apresentam métodos de medição e estabelecem os parâmetros ideais de CT para o interior de um automóvel. Segundo os autores, a temperatura e humidade do ar influenciam o CT dos ocupantes, contudo, os efeitos da humidade relativa são menores caso o seu valor esteja compreendido entre os 30 % e os 70 %. Concluíram que um sistema de climatização que permita regular estes parâmetros será uma mais-valia para os ocupantes e que, apesar da temperatura média radiante também influenciar o CT, o seu valor depende do tamanho e da gama do veículo.

Zhang *et al.* (2009a) desenvolveram um trabalho 3-D em *FLUENT* com o objetivo de simular a distribuição da temperatura no interior de um automóvel, com e sem ocupantes. Nesta primeira fase, os autores descreveram com detalhe o modelo de simulação e as condições utilizadas. Validado por dados experimentais, o modelo numérico foi utilizado para investigar a influência das variáveis que influenciam o CT e o consumo de energia. Após o estudo, concluíram que as temperaturas obtidas através das medições estavam de acordo com o previsto, mostrando assim a fiabilidade do modelo.

Numa segunda fase, Zhang *et al.* (2009b) realizaram várias simulações com uma grande variedade de condições, concluindo que:

- O aumento da temperatura do ar nos difusores diminui a carga de arrefecimento;
- O CT no HA depende do número de ocupantes no seu interior;
- A temperatura exterior tem um efeito significativo sobre a carga de arrefecimento;
- Considerando que o HA tem um bom isolamento, a mudança da velocidade do veículo pouco afeta a carga térmica de arrefecimento;
- É possível diminuir a carga térmica de arrefecimento, melhorando o isolamento térmico do HA e alterando as propriedades dos vidros, por forma a reduzir a transmissão de energia;
- Melhorando a circulação do escoamento de ar na parte inferior do habitáculo, obtém-se um campo de temperatura mais favorável em torno da zona dos pés do condutor;
- Os difusores de ar devem ser mantidos segundo uma posição horizontal.

Tendo o objetivo de estudar o CT dos ocupantes de um automóvel, Adhikari *et al.* (2009) com o contributo da *M. S. Ramaiah School of Advanced Studies*, analisaram alguns fatores, designadamente: os efeitos da radiação solar, a configuração de diferentes ângulos no escoamento de ar e a distribuição da temperatura no interior do habitáculo. O modelo geométrico do HA foi criado no *CATIA* e discretizado no *GAMBIT*, tendo o estudo sido desenvolvido, com e sem ocupantes, através de uma análise CFD no *FLUENT*. Os estudos demonstraram que a radiação solar aquece as superfícies exteriores e interiores do automóvel e que a presença de ocupantes altera consideravelmente a distribuição do escoamento e temperatura do ar no interior do HA. Além disso, também concluíram que as características analisadas sofrem um impacto considerável, de acordo com os diferentes ângulos dos difusores de ar, afetando dessa forma a sensação de CT dos ocupantes.

Com o apoio da *Faculty Of Technical Sciences*, RUŽIĆ (2011) sugeriu uma melhoria do CT num automóvel através da distribuição de ar localizada. O objetivo do seu artigo foi fornecer uma visão geral dos parâmetros que o sistema de climatização deve alcançar no HA, tendo em conta a zona da cabeça e a parte superior do CH por serem zonas mais sensíveis. Essas condições foram os pré-requisitos para desenvolver o projeto de um sistema de climatização, com um desempenho otimizado do ponto de vista do CT, bem como do consumo de energia, em comparação com a abordagem convencional. Segundo o autor, o CT não pode ser representado por um único valor, mas sim por um intervalo de valores. Além disso, segundo os seus estudos, o sistema de climatização deve permitir uma regulação

precisa da temperatura e velocidade do ar nas zonas ao redor do corpo de cada ocupante, e não de todo o habitáculo, de forma a permitir poupanças de energia. Após o estudo, concluiu que as investigações nesta área têm de continuar, existindo a necessidade de interligar diferentes áreas científicas, como a fisiologia, a psicologia e a engenharia.

Através dos modos de transferência de calor, Pahinkar & Kumar (2011) com o contributo da *Tata Motors Limited*, compilaram um modelo analítico que trata das interações térmicas do CH com o ambiente. O modelo desenvolvido utiliza ‘*inputs*’ mensuráveis, específicos dos parâmetros humanos e do seu meio envolvente, de forma a calcular a transferência de calor entre o CH e o ambiente. A validação do modelo foi efetuada num teste de aquecimento, em túnel de vento, onde registaram a temperatura e outros parâmetros em diferentes partes do corpo, servindo esses dados como ‘*inputs*’ do modelo. Obtiveram uma boa concordância entre os ‘*outputs*’ da equação e os resultados obtidos nos ensaios realizados, validando o modelo analítico para uma geometria complexa, como a de um veículo de passageiros. Segundo os autores, este modelo ajuda a prever o CT dos ocupantes, sendo por isso ideal para utilizar durante a fase inicial do projeto.

Alahmer *et al.* (2011a) apresentaram uma revisão abrangente dos modelos desenvolvidos para prever o CT no habitáculo de um veículo. Essa revisão abrange os modelos fisiológicos e psicológicos e as diferentes técnicas experimentais utilizadas, sendo estas, baseadas na observação dos ocupantes, dos manequins térmicos e na termografia<sup>9</sup>. Este artigo, também discute e analisa os índices térmicos normalmente utilizados para avaliar as condições de CT, como o PMV e o PPD. Após o estudo, concluíram que a utilização de manequins térmicos permite obter uma previsão precisa da ST humana.

Recorrendo a um conjunto de medições de termografia, Alahmer *et al.* (2011b) apresentaram uma investigação acerca da análise dos parâmetros de CT em veículos. Os ensaios foram realizados numa câmara climática, de forma a sediar o veículo de teste, o que permitiu avaliar, com precisão, a distribuição da temperatura no interior do HA, perante condições transientes e estacionárias. Foram também investigadas a ST, local e global, e o conforto, perante diferentes condições de humidade relativa. As imagens térmicas foram calibradas através de uma rede de termopares, enquanto a temperatura externa e a humidade relativa foram controladas através da câmara climática. Neste estudo, foi também analisado o efeito da humidade relativa no interior do HA sobre os diferentes segmentos do corpo, o que permitiu verificar a sensação e o conforto local, além da sensação e do conforto global.

---

<sup>9</sup> Técnica que utiliza as radiações de infravermelhos para irradiar o corpo e para reconhecer áreas corporais com temperatura elevada de pele.

Os resultados experimentais e as várias simulações permitiram concluir que o controlo da humidade relativa ajuda o sistema de A/C a alcançar uma zona de CT mais rápido do que em situações onde o valor da humidade relativa não é controlado.

Kilic & Sevilgen (2012) realizaram uma análise numérica transiente 3-D, no interior de um automóvel, durante um período de arrefecimento. O habitáculo foi modelado à escala real, incluindo superfícies de vidro, tendo sido posteriormente adicionado um manequim virtual com dimensões reais. Dividiram-no em dezassete segmentos corporais, de forma a avaliar a transferência de calor entre o CH e o ambiente. Variando a geometria dos difusores de ar, foram analisados alguns fatores, tais como: o escoamento do fluido, a distribuição da temperatura e as características de transferência de calor no interior do HA. No final dos estudos, concluíram que as condições altamente transientes são obtidas nos primeiros dez minutos de arrefecimento do HA. Nesse período, a transferência de calor por convecção apresentou um grande efeito sobre o CH, contudo, a transferência de calor por radiação foi a principal influência nos resultados obtidos. Além disso, também é importante destacar que os valores de temperatura mais elevados foram obtidos nas superfícies expostas diretamente à radiação solar.

Em cooperação com a *General Motors Company*, Kaushik *et al.* (2012) desenvolveram um modelo em CFD de um manequim térmico virtual no interior de um automóvel. O objetivo foi criar uma ferramenta fiável, com capacidade para prever e quantificar o CT no início do projeto de um veículo. O modelo proposto é capaz de proporcionar a ST experienciada pelos ocupantes, sob qualquer ambiente térmico. Dessa forma, fornece informações dos parâmetros críticos para a ST, designadamente: a carga solar, o fluxo de ar, a temperatura do ar e a localização dos difusores. Após comparação, verificaram uma boa correlação entre os resultados simulados do modelo proposto e os dados reais de teste.

Jha *et al.* (2013) desenvolveram um modelo computacional com capacidade para prever de uma forma simples e precisa, as cargas térmicas no interior de um HA. O modelo calcula a carga térmica total, considerando quatro fatores principais: a radiação solar, a fuga de ar, os acessórios elétricos e os ocupantes. Para determinar a carga solar, os autores levaram em consideração o local e a hora da radiação solar, bem como o ângulo de incidência nos diferentes painéis. A precisão do modelo foi posteriormente verificada através dos testes de ensaios em túnel de vento, onde obtiveram uma boa concordância.

De forma aprofundar os seus estudos, Sevilgen & Kilic (2013) apresentaram uma análise transiente 3-D no interior de um automóvel, com um manequim virtual sob radiação

solar. Através das simulações numéricas, realizadas para um período de arrefecimento, calcularam a velocidade e a distribuição da temperatura no interior do HA, verificando que é nos primeiros dez minutos de arrefecimento que existem as alterações mais significativas. Além disso, também verificaram que as superfícies internas de um automóvel estacionado ao sol, afetadas pela radiação solar, atingem temperaturas consideráveis, como o caso do *tablier* onde registaram cerca de 70 °C. A temperatura nessas superfícies diminuiu lentamente, em comparação com as outras, já que os efeitos da radiação solar permaneceram inalterados durante o período de arrefecimento. No final, demonstraram que os resultados numéricos estavam em boa concordância com os dados experimentais e concluíram que a análise numérica é fundamental para melhorar as condições de CT no interior de um HA.

## 1.5 - Estrutura da Dissertação

A presente dissertação foi organizada em quatro capítulos principais.

No primeiro capítulo, é efetuada uma introdução onde se apresenta o enquadramento do CT no habitáculo de um automóvel, bem como alguns dos fatores que dificultam o seu alcance. Para além disso, é apresentada a motivação para a seleção deste tema e os objetivos propostos a desenvolver no decorrer desta dissertação. A revisão bibliográfica baseia-se numa pesquisa sobre o tema versado, o que permitiu averiguar estudos e investigações existentes nesta área, tornando possível o uso desse conhecimento para o desenvolvimento deste documento. Por fim, faz-se referência à estrutura da dissertação.

No segundo capítulo, é apresentada a fundamentação teórica sobre o CT. Inicialmente, efetua-se uma introdução ao conforto ambiental, destacando o CT e a sua importância para as pessoas. Posteriormente, são analisadas as principais diferenças do ambiente térmico entre edifícios e veículos, evidenciando alguns fatores relevantes, nomeadamente: o tipo de ambiente térmico, a velocidade do ar insuflado e a área média de superfície de vidro. Seguidamente, apresentam-se alguns dos fatores que influenciam o CT, nomeadamente os parâmetros ambientais e pessoais. Ao longo do capítulo, também foi feita referência ao sistema termorregulador do CH, tendo em conta a sua importância para o equilíbrio térmico do corpo. Foi dado especial destaque às temperaturas do CH e aos mecanismos a que este recorre para manter a sua temperatura corporal interna dentro dos limites de referência. Para além disso, são apresentadas as formas de transferência de calor entre o CH e o ambiente, evidenciando o modo como são influenciadas pelos parâmetros

ambientais. Ademais, também se mostra a relação entre a energia produzida e cedida pelo CH, através da equação do balanço energético. Em seguida, apresentam-se alguns dos índices ambientais existentes para descrever e avaliar o ambiente térmico, designadamente: a temperatura equivalente, o PMV e o PPD. Posteriormente, considerando a importância do desconforto térmico local, são apresentadas algumas das suas causas. Por fim, faz-se referência às principais normas existentes sobre o CT.

No terceiro capítulo, é apresentada a componente de simulação numérica. Inicialmente, é feita uma introdução ao *software* de CFD, destacando de que forma a sua utilização pode ser uma mais-valia para a competitividade das empresas e apresentando os principais problemas que advêm da sua incorreta utilização. Em seguida, é apresentada a metodologia adotada para a conceção do HA, bem como as correções que foi necessário fazer antes de iniciar a simulação numérica. Posteriormente, apresenta-se o subcapítulo da simulação numérica no interior do HA, onde é descrito grande parte do trabalho desenvolvido. Neste subcapítulo são apresentadas as condições definidas para a realização dos estudos, o histórico de simulações e os estudos realizados.

No quarto capítulo, são expostas as considerações finais, fazendo referência às conclusões do trabalho realizado, bem como às sugestões para o desenvolvimento de futuros trabalhos nesta área.

Por último, são apresentadas as referências bibliográficas que serviram de base à realização deste trabalho, bem como alguns anexos que contêm informações relevantes, nomeadamente: nomogramas, tabelas, desenhos técnicos e secções complementares resultantes de cortes efetuados por um plano frontal e por um plano de topo.

# Capítulo 2

## Conforto Térmico

Ao longo deste capítulo são abordados os fundamentos teóricos acerca do conforto térmico. Dada a sua complexidade, dá-se a conhecer ao leitor as principais diferenças entre o ambiente térmico em edifícios e em veículos, evidenciando alguns dos fatores que os caracterizam. Em seguida, são apresentados alguns dos fatores que influenciam o conforto térmico, com destaque para seis parâmetros básicos. Tendo em conta que a sensação térmica está correlacionada com o equilíbrio térmico do corpo humano, demonstra-se a importância vital do seu sistema termorregulador. Posteriormente, são apresentadas as várias formas de transferência de calor entre o corpo humano e o ambiente, com destaque para a equação do balanço energético. Em seguida apresentam-se alguns dos índices ambientais existentes para descrever e avaliar o ambiente térmico, designadamente: a temperatura operativa, a temperatura equivalente, o voto médio previsível e a percentagem previsível de insatisfeitos. Por fim, faz-se referência às causas do desconforto térmico local e às principais normas sobre o conforto térmico.



## 2.1 - Introdução

O conforto pode ser definido como uma sensação de bem-estar. Os padrões de conforto são diferentes para cada pessoa, uma vez que o conceito é subjetivo. Contudo, é preciso estabelecer condições confortáveis que permitam englobar o maior número possível de pessoas.

Apesar de alguns autores considerarem que o conforto ambiental é uma influência das características térmicas, lumínicas, acústicas e visuais, é também necessário contemplar os parâmetros pessoais (ver pág. 32) para que a pessoa possa atingir o seu bem-estar pleno (Krüger & Zannin, 2004). Criar condições ambientais agradáveis ao CH é uma tarefa complexa, uma vez que é difícil satisfazer todas as características referidas anteriormente. A exposição de uma pessoa aos potenciais fatores de desconforto pode contribuir para uma redução da sua produtividade e da sua capacidade de adaptação, aumentando a vulnerabilidade a outras características ambientais (Wallenius, 2004). Assim, não chega criar condições de conforto apenas para uma das características, sendo necessário encontrar um equilíbrio entre todas, de forma assegurar o bem-estar da pessoa (Dubois *et al.*, 2007).

Quehl (2001) efetuou um questionário, a setenta e uma pessoas, de forma a obter uma resposta pessoal acerca do significado do termo conforto (ver tabela 2.1). No Anexo A, é possível visualizar outros questionários utilizados para investigar e avaliar o CT.

**Tabela 2.1** – Resultados do questionário realizado para determinar o significado do termo conforto (adaptado de Quehl, 2001).

**Questão: Para si, o que significa o termo conforto?**

<b>Categorias</b>	<b>Nº de ocorrências</b>	<b>Percentagem de respostas</b>
Bem-estar	17	23,9
Atmosfera agradável	13	18,3
Relaxação e alívio	9	12,7
Tranquilidade e comodidade	9	12,7
Ausência de aborrecimento e perturbações	7	9,9
Luxo e extras	6	8,5
Segurança	4	5,6
Liberdade e voluntariedade	3	4,2
Silêncio	3	4,2
<b>Total de respostas</b>	<b>71</b>	<b>100</b>

Ao analisar a tabela 2.1, verifica-se que as categorias com maior percentagem de respostas são o bem-estar e a atmosfera agradável. Tendo em conta este facto, podemos concluir que o CT tem uma importância relevante para que uma pessoa se possa sentir confortável no ambiente onde está inserida.

O CT é um tema bastante complexo, não só porque envolve diversas áreas científicas, mas também porque o seu alcance está diretamente relacionado com o funcionamento do CH. A combinação destes fatores torna difícil a elaboração e o desenvolvimento de modelos que simulem as respostas fisiológicas e psicológicas do CH no interior de um HA.

O CH é um organismo que produz e troca energia com o meio envolvente, de forma a manter a sua temperatura corporal interna dentro de determinados limites (ver pág. 34). Perante condições térmicas desconfortáveis, o CH reage através do seu sistema termorregulador (ver pág. 37), com o objetivo de manter a sua temperatura dentro desses limites. Quando o CH se encontra na termoneutralidade, o equilíbrio térmico é nulo e as reações fisiológicas são mínimas, aumentando a sensação de CT (Candas, 1999).

Ao longo dos anos têm existido várias investigações acerca do CT. A partir dos seus estudos, Fanger (1970) obteve uma equação de CT baseada no balanço energético do CH (ver pág. 46). De forma a simplificar os resultados desses estudos, surge a norma ISO 7730 (1984), que adotou como base os índices PMV e PPD (ver pág. 62) desenvolvidos anteriormente por Fanger (1970). Estes índices são apropriados para avaliar a sensação de CT do CH em ambiente térmico estacionário, por isso, o uso do índice PMV ou das cartas psicrométricas da Associação Americana dos Engenheiros do Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração, na literatura inglesa *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE) tornam-se inapropriadas para avaliar o CT no interior de um veículo (Madsen *et al.*, 1986; Silva, 2002).

## **2.2 - Diferenças do Ambiente Térmico entre Edifícios e Veículos**

Grande parte dos estudos existentes acerca do CT foram realizados em ambiente térmico estacionário. Assim, é natural que a análise do CT em edifícios seja mais antiga do que em veículos.

O primeiro estudo onde foram analisados os diferentes parâmetros ambientais em veículos, comparando-os com os existentes em edifícios, foi realizado por Temming (1980). Esse estudo foi efetuado recorrendo à informação disponível na época e, embora não tenha

examinado diretamente as diferenças físicas dos ambientes, Temming (1980) explorou as exigências de CT resultantes dessas diferenças físicas (Devonshire & Sayer, 2002).

No interior de um HA, o ambiente térmico depende não só dos fatores ambientais externos, como também do tipo de veículo em questão. Características como a dimensão do veículo e os tipos de sistema de climatização, de vidro e de assento utilizados, podem fazer diferenças significativas. Ademais, o número de pessoas no interior de um HA também afeta o ambiente térmico, uma vez que cada pessoa irradia uma determinada quantidade de calor (Kohler *et al.*, 1990; Rolle *et al.*, 1993; Devonshire & Sayer, 2002; Alahmer *et al.*, 2011a).

Segundo Temming (1980), a diferença mais significativa no ambiente térmico entre edifícios e veículos reside na condição de estado. Enquanto num edifício estamos perante um ambiente térmico estacionário, num veículo estamos perante um ambiente térmico transiente, onde os parâmetros ambientais são variáveis ao longo do tempo (Devonshire & Sayer, 2002). Esta situação acontece, porque num veículo, a velocidade do ar insuflado e a área média de superfície de vidro, cerca de 24 % da superfície total, são superiores às verificadas num edifício. No interior de um HA, também é importante destacar outros fatores relevantes, tais como: a imobilidade dos ocupantes, a sua proximidade aos difusores de ar e às janelas, a exposição à radiação solar e o isolamento de alguns segmentos corporais devido aos assentos do automóvel. Devido a estas condições, o desconforto térmico local (ver pág. 65) pode surgir como consequência das correntes de ar, das diferenças de temperatura vertical, da radiação térmica assimétrica e do contacto com superfícies quentes ou frias (Rolle *et al.*, 1993; Cisternino, 1999).

A radiação solar é um dos fatores que mais contribui para a mudança do ambiente térmico no interior de um HA. Todas as superfícies exteriores de um automóvel absorvem e refletem uma determinada quantidade de energia solar. Uma parte da energia absorvida irá provocar um aumento da temperatura no interior do veículo. Os vidros têm ainda a particularidade de transmitir diretamente a radiação solar para o interior do HA, sendo posteriormente absorvida e irradiada por tudo o que se encontra nesse espaço. A absorção ou refração dos vidros são características fundamentais que devem ser analisadas, cuidadosamente, quando se realizam estudos de CT no interior de veículos (Devonshire & Sayer, 2002; Hosni *et al.*, 2003a; Cascetta & Musto, 2007).

Segundo Cisternino (1999), os critérios de CT definidos para edifícios não podem ser transportados para o interior de um HA, uma vez que as condições ambientais de cada espaço são distintas. O facto do ambiente térmico no interior de um HA ser transiente e não uniforme, aliado ao seu volume pequeno e complexo, torna mais difícil a medição dos

parâmetros ambientais de forma independente, já que estes têm de ser medidos ao mesmo tempo, em diferentes posições. Medir a temperatura média radiante, ou o isolamento térmico causado pelos assentos do veículo é um trabalho árduo que exige instrumentação específica. Por outro lado, a medição dos parâmetros ambientais no interior de um edifício é mais acessível, sendo possível verificar individualmente, cada um dos parâmetros.

## 2.3 - Parâmetros Influentes no Conforto Térmico

O conforto ou desconforto do CH resulta da influência dos estímulos que lhe são provocados. Atualmente, a necessidade de melhorar o CT no interior de um veículo é uma questão fundamental não só pelo conforto, mas também pela saúde dos seus ocupantes.

A sensação de CT está relacionada com a transferência de calor entre o CH e o ambiente (ver pág. 40). Segundo a definição presente na norma ASHRAE 55 (2013), o CT é definido como:

Uma condição mental que expressa a satisfação da pessoa  
com o ambiente térmico envolvente

Uma vez que existe uma grande variação de pessoa para pessoa, tanto fisiologicamente como psicologicamente, é difícil satisfazer todas elas num determinado espaço, já que as condições ambientais necessárias para o conforto não são as mesmas para todas as pessoas. Em determinadas circunstâncias, alguns fatores secundários podem afetar o CT, nomeadamente: a adaptação da pessoa, o seu sexo e a sua idade. No entanto, para definir as condições de CT devemos considerar seis parâmetros principais que se podem combinar em dois grupos (Nilsson, 2004; ISO 7730, 2005; ASHRAE 55, 2013):

Parâmetros ambientais:

- Temperatura do ar [ $t_a$ ];
- Temperatura média radiante [ $\bar{t}_r$ ];
- Velocidade do ar [ $v_{ar}$ ];
- Humidade relativa [ $\phi$ ].

Parâmetros pessoais:

- Taxa de metabolismo [ $M$ ];
- Isolamento térmico do vestuário [ $I_{cl}$ ].

A avaliação do CT num determinado ambiente, torna-se complexa devido ao elevado número de fatores que o influenciam. Excetuando a taxa de metabolismo, todos os restantes fatores podem não ser uniformes ao longo do CH, sendo esta, uma característica importante e a ter em conta na determinação do CT (ASHRAE 55, 2013).

A temperatura do ar ao redor do CH influencia a transferência de calor por convecção e por evaporação.

A temperatura média radiante, também designada por temperatura das superfícies circundantes, influencia as trocas de calor por radiação entre o CH e as superfícies ao seu redor. Este parâmetro apresenta uma importância significativa, uma vez que a pele do CH absorve muita energia radiante. Para além disso, devemos considerar o facto de ocorrerem trocas de calor entre os diferentes segmentos corporais.

A velocidade do ar influencia as perdas de calor do CH por convecção e evaporação. Este parâmetro é importante para avaliar o CT uma vez que afeta a ST do CH, podendo gerar sensações de conforto ou de desconforto.

A humidade relativa influencia as perdas de calor por evaporação entre o CH e o ambiente. Este parâmetro assume maior importância em ambientes muito quentes, uma vez que, quando se registam valores de humidade elevados, a quantidade de suor que se evapora para o ambiente diminui.

É a interação dos quatro parâmetros enumerados anteriormente que define o ambiente térmico. No entanto, a variação de um dos parâmetros pode ter um grande efeito sobre a resposta térmica do CH.

Os parâmetros pessoais que influenciam a resposta ao ambiente térmico são a taxa de metabolismo e o isolamento térmico do vestuário. A energia térmica produzida pelo CH resulta de reações químicas internas, sendo a mais importante, a que advém da combinação do carbono introduzido no organismo pelos alimentos, com o oxigénio extraído do ar pela respiração. Este processo é denominado por metabolismo. Através deste, o CH adquire a energia necessária para realizar tarefas. Contudo, o CH tem uma eficiência baixa onde apenas 20 % da energia é transformada em potencial para realizar tarefas como: a contração dos músculos, a circulação sanguínea, a respiração e a construção dos tecidos do corpo. Os restantes 80 % transformam-se em calor, que deve ser dissipado para que o CH mantenha o seu equilíbrio térmico (Hodder, 2012).

A taxa de metabolismo representa a energia gerada no interior do CH, variando de acordo com o tipo de atividade desenvolvida. Geralmente, este parâmetro é expresso por área de superfície da pele, de forma a adaptar-se a pessoas com diferentes estaturas. A

unidade deste parâmetro é o *met*, sendo  $1 \text{ met} = 50 \text{ kcal}/(\text{m}^2\text{h}) = 58,15 \text{ W}/\text{m}^2$ . Este valor corresponde ao calor produzido, em média, por uma pessoa sentada e em repouso. Nestas condições e considerando os valores usualmente assumidos<sup>10</sup>, uma pessoa adulta do sexo masculino terá uma área de superfície corporal de  $1,8 \text{ m}^2$ , produzindo aproximadamente 100 Watt. Contudo, este valor pode variar de acordo com a idade, o sexo e a superfície corporal da pessoa. No Anexo B, é possível visualizar a taxa de metabolismo do CH, de acordo com algumas atividades mais comuns.

O isolamento térmico do vestuário atua como uma medida de resistência térmica à troca de calor entre o CH e o ambiente, uma vez que minimiza as perdas de calor por condução e convecção. No entanto, esta capacidade diminui com o aumento de humidade no vestuário, devido à condutibilidade térmica da água. O vestuário pode ajudar a obter uma sensação de conforto ou de desconforto, visto que influencia a capacidade do CH em ceder calor para o ambiente. A unidade deste parâmetro é o *clo*, sendo  $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot \text{°C}/\text{W}$ . Este valor corresponde à utilização do seguinte conjunto de peças: calças, camisa de manga comprida e casaco. Para outros conjuntos, o isolamento térmico do vestuário pode ser calculado através do somatório da resistência térmica de cada uma das peças de vestuário utilizadas. No Anexo C, podem visualizar-se os valores do isolamento térmico das peças de vestuário mais comuns.

### 2.3.1 - Sistema Termorregulador do Corpo Humano

O homem é um animal homeotérmico<sup>11</sup> tendo necessidade de libertar calor para manter a sua temperatura corporal interna próxima dos  $37 \text{ °C}$ . Contudo, esta varia normalmente entre os  $36 \text{ °C}$  e os  $38 \text{ °C}$ , aumentando com o tipo de atividade exercida (Hensel, 1952; Candas, 1999; Nilsson, 2004; Arens & Zhang, 2006c; Parsons, 2014). Já a temperatura da pele associada ao CT, em atividades sedentárias, varia em média entre os  $33 \text{ °C}$  e os  $34 \text{ °C}$ , diminuindo com o aumento da atividade exercida (Hensel, 1952; Fanger, 1967). Em ambientes frios os segmentos do CH apresentam diferentes temperaturas de pele, contudo, para ambientes quentes esses valores tendem a uniformizar-se (ver figura 2.1). Perante ambientes frios, as mãos, os pés, as pernas e os braços apresentam uma temperatura de pele inferior à registada na cabeça e no tronco (Olesen, 1982). Geralmente, a temperatura média corporal [ $t_b$ ] é considerada como uma média ponderada das

---

<sup>10</sup> 70 kg e 1,73 m de altura.

<sup>11</sup> Característica de alguns animais que lhes permite manter a sua temperatura corporal relativamente constante.

temperaturas interna e de pele [conveniência conceitual]. O seu valor pode ser determinado através da equação 2.1 (ASHRAE, 2009):

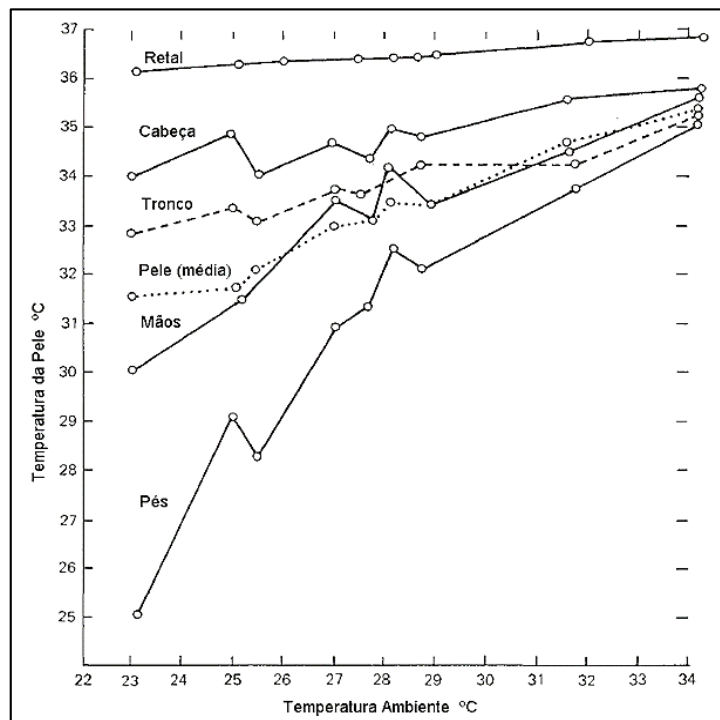
$$t_b = \alpha \times t_{sk} + (1 - \alpha) \times t_{cr} \quad (2.1)$$

Onde:

$\alpha$  – Fator de ponderação que depende do fluxo sanguíneo da pele. As estimativas de  $\alpha$  variam de 0,1 a 0,3 para a vasodilatação e vasoconstrição, respetivamente;

$t_{sk}$  – Temperatura média da pele [°C];

$t_{cr}$  – Temperatura corporal interna [°C].

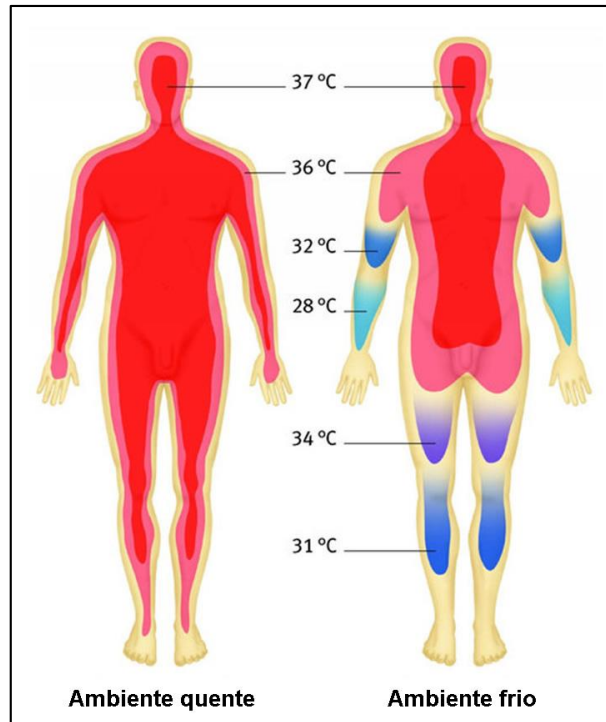


**Figura 2.1** – Temperatura da superfície da pele em diferentes segmentos corporais, de uma pessoa nua submetida a temperaturas ambientais diferentes (adaptado de Olesen, 1982).

Embora as dores no CH possam surgir para uma temperatura de pele inferior a 18 °C ou superior a 45 °C, os limites extremos da temperatura corporal interna estão entre os 28 °C e os 46 °C. Para a temperatura inferior podem verificar-se arritmias cardíacas graves, causando a morte, enquanto para a temperatura superior podem verificar-se danos cerebrais irreversíveis (Arens & Zhang, 2006c; ASHRAE, 2009).

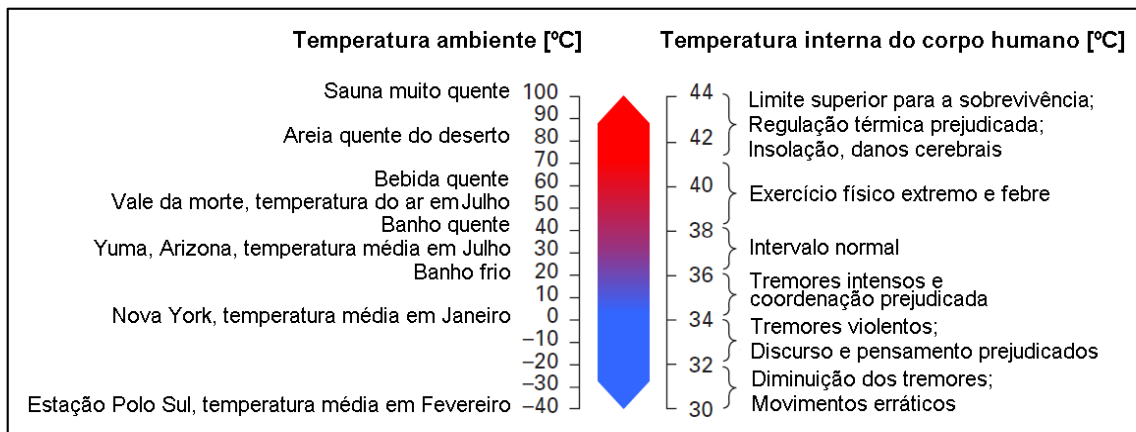
A perda de calor insuficiente por parte do CH pode causar o seu sobreaquecimento provocando uma situação de hipertermia. Contrariamente, a perda de calor em demasia pode originar uma diminuição da sua temperatura corporal interna, provocando uma situação de hipotermia. Assim, conclui-se que a regulação da temperatura corporal interna do CH é essencial não só para o seu CT, como também para a sua saúde (ASHRAE, 2009).

A figura 2.2 demonstra de que forma a exposição do CH a ambientes quentes e frios afeta a sua temperatura corporal. Através da sua análise, verifica-se que o CH apresenta alterações fisiológicas como resposta à temperatura ambiente a que é submetido.



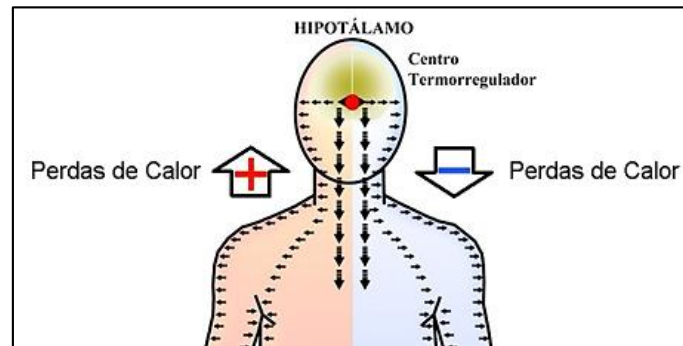
**Figura 2.2** – Temperatura corporal do CH de acordo com o tipo de ambiente térmico (adaptado de Klinker *et al.*, 2010).

A sensação de CT está relacionada com o equilíbrio entre o calor que o CH produz, e o calor que cede ao ambiente. Se o CH perde mais ou menos calor do que o necessário para a manutenção da homeotermia, então é porque está acusar uma sensação de frio ou de calor, consoante o calor perdido seja superior ou inferior ao calor gerado, respetivamente (ver figura 2.3).



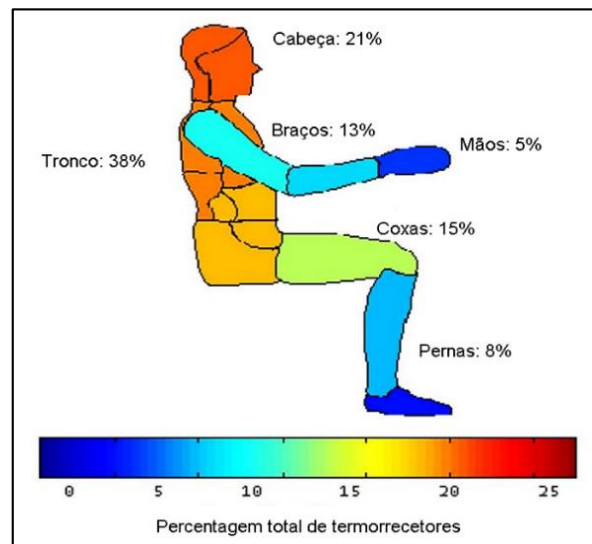
**Figura 2.3** – Temperatura do CH de acordo com a temperatura ambiente (adaptado de Arens & Zhang, 2006c).

A mudança das condições climáticas, do vestuário, ou do tipo de atividade provoca diferentes respostas fisiológicas no CH. Essas respostas são controladas pelo hipotálamo, que se localiza na zona central do cérebro (ver figura 2.4), funcionando como um termóstato que mantém a temperatura corporal interna em torno dos 37 °C. Este sistema, responsável pelo aumento ou pela redução das perdas de calor, permite o ajuste fisiológico do CH perante uma variedade de condições (Hensel, 1981; Arens & Zhang, 2006c; ASHRAE, 2009).



**Figura 2.4** – Localização do hipotálamo (adaptado de Arens & Zhang, 2006c).

Existem milhões de termorreceptores cutâneos sensíveis às condições térmicas estáticas e dinâmicas (ver figura 2.5). Estes estão localizados na camada intermédia da pele, a derme, a uma profundidade média de 0,15 a 0,17 mm para os sensores de frio e 0,3 a 0,6 mm para os sensores de calor. Os sensores de frio apresentam-se na pele do CH em maior número, cerca de dez vezes superior, e com uma maior sensibilidade face aos sensores de calor. A predominância dos sensores de frio sobre os sensores de calor, juntamente com a menor profundidade dos sensores de frio relativamente à superfície da pele, sugerem que o CH é mais sensível ao frio do que ao calor (Hensel, 1952; Arens & Zhang, 2006c).



**Figura 2.5** – Distribuição percentual dos termorreceptores ao longo do CH (adaptado de Steve, 2008).

Os sensores térmicos localizados na pele, na medula espinhal, no cérebro e noutros locais do CH ativam permanentemente o sistema nervoso central, através do envio de impulsos elétricos. Estes são recebidos e interpretados pelo hipotálamo de forma a estimar, globalmente, o estado térmico do CH. Como consequência, essas informações são enviadas para zonas específicas do córtex cerebral, termossensíveis, gerando as sensações térmicas (Hensel, 1952; Parsons, 2014). Quando o hipotálamo é informado das variações de temperatura, em comparação com os *valores de referência* [37 °C para a temperatura corporal interna e 33 °C para a temperatura da pele], desencadeia as seguintes reações (ver figura 2.6) (Candas, 1999; Parsons, 2014):

- Respostas comportamentais, provocadas por mudanças repentinas na temperatura da pele local, como fechar uma janela, vestir ou despir uma peça de vestuário, ligar o sistema de climatização. Estes ajustes comportamentais permitem preservar a integridade do CH sem qualquer mecanismo fisiológico de longa duração;
- Respostas fisiológicas, referentes às variações detetadas na temperatura corporal interna do CH, suscetíveis de provocar hipertermia ou hipotermia. Nessas situações, o sistema de termorregulação atua de forma a reagir contra o desequilíbrio térmico do CH.

Ambas as respostas interagem, continuamente, na tentativa de garantir a saúde e o CT de uma pessoa, respondendo às mudanças ambientais.

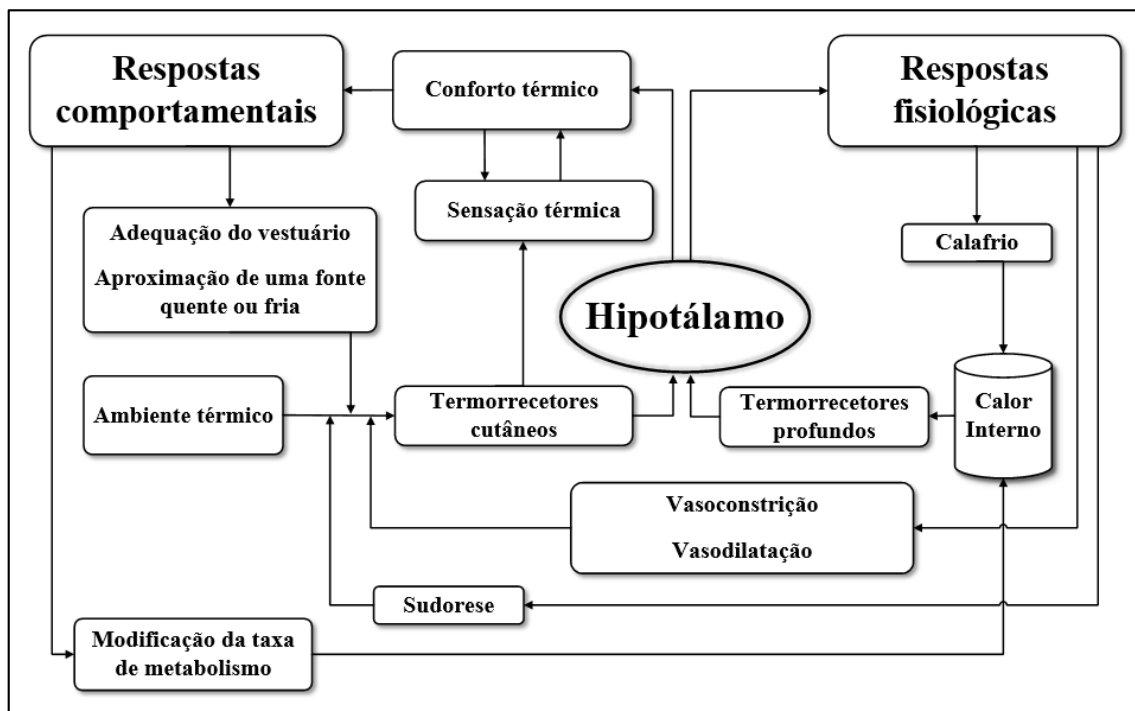


Figura 2.6 – Esquema do sistema termorregulador do CH (adaptado de Mairiaux & Malchaire, 1990).

Quando o hipotálamo deteta que a temperatura corporal interna está acima ou abaixo do *valor de referência* [37 °C], o sistema nervoso simpático desencadeia os seguintes mecanismos no CH (ver figura 2.7) (Hensel, 1981; Arens & Zhang, 2006c; Parsons, 2014):

- Vasoconstrição: contração dos vasos sanguíneos, de forma a diminuir a perda de calor através da superfície da pele. A diminuição da temperatura da pele dificulta a dissipação de calor por convecção, radiação e condução para o ambiente;

- Vasodilatação: dilatação dos vasos sanguíneos, de forma a aumentar a perda de calor através da superfície da pele. Este mecanismo permite um aumento do fluxo sanguíneo da pele, quinze vezes superior à situação de conforto [6 L/(h · m<sup>2</sup>) para 90,4 L/(h · m<sup>2</sup>)].

Por vezes, estes mecanismos são insuficientes para repor o equilíbrio térmico do CH, havendo a necessidade de ativar mecanismos auxiliares:

- Calafrio: mecanismo que surge quando o CH é submetido a um arrefecimento excessivo. Este processo resulta da contração dos músculos, de forma a incrementar a produção de calor através do aumento do metabolismo para 4,5 met;

- Sudorese: mecanismo que surge quando o CH apresenta uma temperatura corporal interna elevada, habitualmente provocada por uma exposição a ambientes com temperaturas elevadas ou como consequência de uma elevada taxa metabólica. As glândulas sudoríparas são estimuladas para a secreção de suor que, através da evaporação, vai permitir o arrefecimento da pele e, simultaneamente, um aumento das perdas de calor do CH. Segundo Höpfe (1993), este é o processo de arrefecimento mais eficaz do CH.

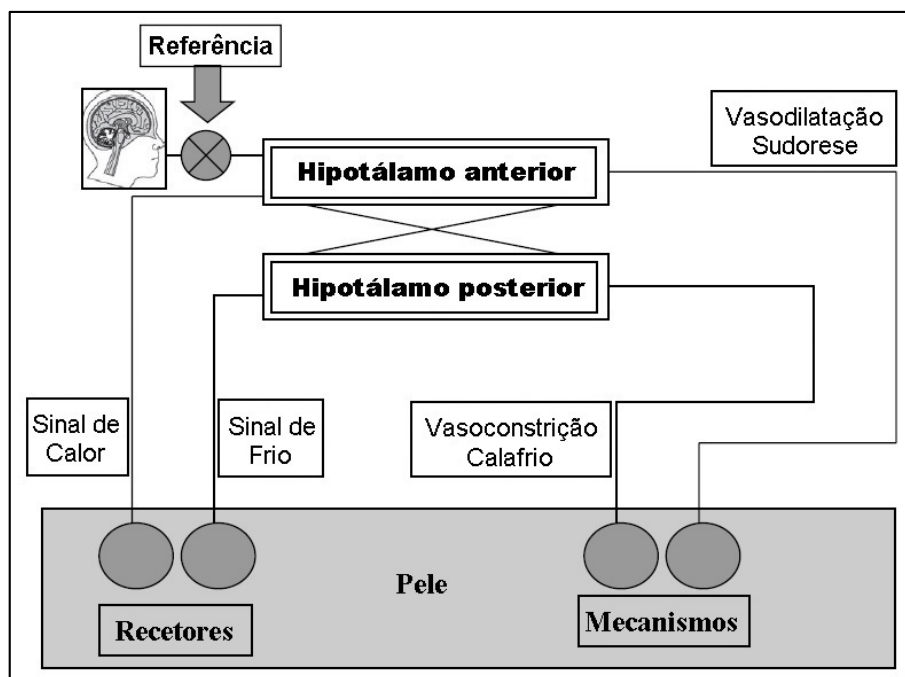


Figura 2.7 – Diagrama simplificado do sistema de termorregulação do CH (adaptado de McIntyre, 1980).

### 2.3.2 - Balanço Energético do Corpo Humano

Para que o CH mantenha a sua temperatura corporal interna aproximadamente constante é necessário que exista um equilíbrio entre o calor que este produz e que cede ao ambiente (ver figura 2.8). Quando o CH se encontra na termoneutralidade, as reações fisiológicas são mínimas, aumentando a sensação de CT (Fanger, 1970; Parsons, 2014).

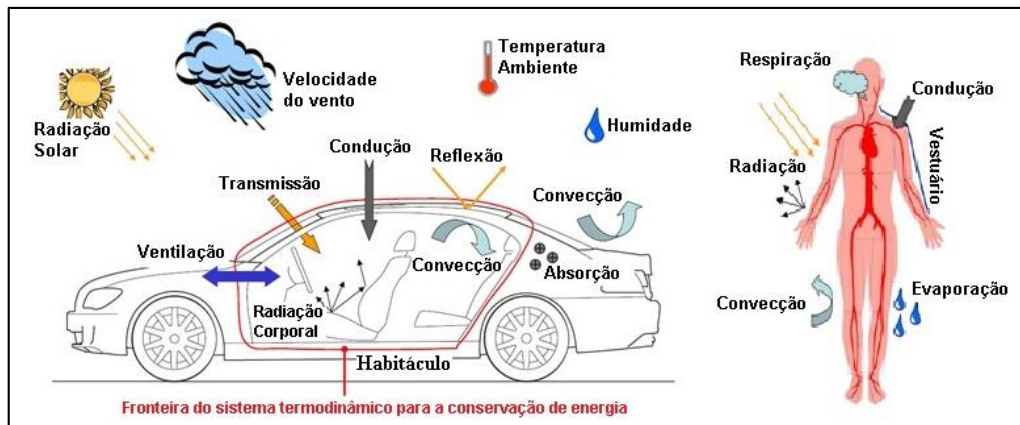


Figura 2.8 – Transferência de calor entre o HA, o CH e o ambiente (adaptado de Alahmer & Omar, 2013).

A pele, o maior órgão do CH, é a principal responsável pela dissipação do calor gerado pelo corpo (ver figura 2.9). Num ambiente neutro, onde o CH não precisa da ação do sistema termorregulador para preservar o seu equilíbrio térmico, a evaporação proporciona 25 % do total das perdas de calor. Os restantes 75 % são provenientes da perda de calor sensível<sup>12</sup> através da pele. No entanto, em atividades físicas, estas percentagens podem ser invertidas. Ao ar livre, o vento afeta fortemente os ganhos ou as perdas de calor por convecção e por radiação. A sua intensidade atua assimetricamente no corpo pelo que, umas partes são mais influenciadas do que outras (Arens & Zhang, 2006c).

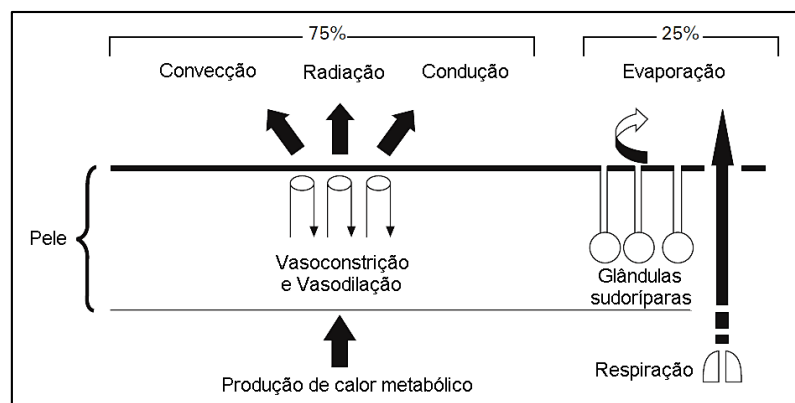


Figura 2.9 – Transferência de calor através da pele (adaptado de Arens & Zhang, 2006c).

<sup>12</sup> Quantidade de calor trocado por um organismo ou sistema termodinâmico alterando a sua temperatura.

Ao longo dos anos, Fanger (1967, 1970) e Hardy (1949) apresentaram informações relevantes sobre o cálculo da transferência de calor entre uma pessoa e o ambiente circundante. A transferência de calor entre o CH e o ambiente é efetuada por (Candas, 1999; Arens & Zhang, 2006c; Silbernagl & Despopoulos, 2008; Parsons, 2014):

- Convecção, variando de acordo com a temperatura e velocidade do ar. Este modo de transferência de calor ocorre entre a superfície da pele e o ar circundante podendo dar-se nos dois sentidos, ou seja, do CH para o ambiente, quando a temperatura da pele é superior à temperatura do ar ou, do ambiente para o CH, quando se verifica a situação inversa. Quanto maior for a velocidade do ar, mais elevada é a taxa de convecção, todavia, este processo é inversamente proporcional ao isolamento térmico do vestuário. Em ambiente neutro, a transferência de calor entre o CH e o ambiente, por convecção, representa cerca de 12 % do total.

$$C = h_c \times (t_{sk} - t_a) \quad (2.2)$$

Onde:

$C$  – Transferência de calor sensível por convecção, à superfície da pele [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$h_c$  – Coeficiente de transferência de calor por convecção [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ];

$t_{sk}$  – Temperatura média da pele [ $^\circ\text{C}$ ];

$t_a$  – Temperatura do ar [ $^\circ\text{C}$ ].

- Radiação, ocorrendo através de ondas eletromagnéticas. Este modo de transferência de calor relaciona a temperatura média da pele do CH e a temperatura média radiante das superfícies envolventes. Nos casos em que a temperatura média da pele seja superior à temperatura média radiante verifica-se uma maior quantidade de calor irradiada pelo corpo, face à que é irradiada para o corpo. Nestes casos, ocorre uma perda de calor por parte do CH para o ambiente. Em ambiente neutro, a transferência de calor entre o CH e o ambiente, por radiação, representa cerca de 60 % do total.

$$R = h_r \times \varepsilon \times (t_{sk} - \bar{t}_r) \quad (2.3)$$

Onde:

$R$  – Transferência de calor sensível por radiação, à superfície da pele [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$h_r$  – Coeficiente de transferência de calor por radiação [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ];

$\varepsilon$  – Emissividade da superfície do corpo [Adimensional];

$t_{sk}$  – Temperatura média da pele [ $^\circ\text{C}$ ];

$\bar{t}_r$  – Temperatura média radiante [ $^\circ\text{C}$ ].

O coeficiente de transferência de calor por radiação pode ser calculado através da equação 2.4 (Arens & Zhang, 2006c; ASHRAE, 2009):

$$h_r = 4 \times \varepsilon \times \sigma \times \frac{A_r}{A_D} \times \left[ 273,2 + \frac{t_{cl} + \bar{t}_r}{2} \right]^3 \quad (2.4)$$

Onde:

- $h_r$  – Coeficiente de transferência de calor por radiação [W/(m<sup>2</sup> · °C)];
- $\varepsilon$  – Emissividade média do vestuário ou da superfície corporal [Adimensional];
- $\sigma$  – Constante de Stefan-Boltzmann, 5,67 x 10<sup>-8</sup> [W/(m<sup>2</sup> · °C<sup>4</sup>)];
- $A_r$  – Área efetiva de radiação do corpo [m<sup>2</sup>];
- $A_D$  – Área da superfície do corpo nu ou área de DuBois (ver pág. 45) [m<sup>2</sup>];
- $t_{cl}$  – Temperatura da superfície do vestuário [°C];
- $\bar{t}_r$  – Temperatura média radiante [°C].

Segundo Fanger (1967), a relação  $A_r/A_D$  é de 0,70 para uma pessoa sentada e de 0,73 para uma pessoa em pé. A emissividade tem um valor próximo da unidade, tipicamente  $\varepsilon = 0,95$ , a menos que sejam utilizados materiais refletivos especiais ou estejam envolvidas fontes com altas temperaturas. O coeficiente de transferência de calor por radiação é quase constante para condições interiores típicas, onde o valor 4,7 W/(m<sup>2</sup> · °C) é suficiente para a maioria dos cálculos (ASHRAE, 2009).

- Condução, variando de acordo com a temperatura das superfícies com as quais existe contacto físico. A transferência de calor ocorre da superfície mais quente para a superfície mais fria. Para uma pessoa em pé, este modo de transferência de calor representa cerca de 3 % do calor perdido pelo CH, no entanto, esta percentagem varia consoante a área de superfície do CH em contacto físico e a condutibilidade térmica dos materiais envolvidos. Nos casos em que o CH é imerso em água, esta percentagem aumenta visto que a água tem melhor condutibilidade térmica que o ar.

$$K = h_k \times (t_{sk} - t_{su}) \quad (2.5)$$

Onde:

- $K$  – Transferência de calor sensível por condução, à superfície da pele [W/m<sup>2</sup>];
- $h_k$  – Coeficiente de transferência de calor por condução [W/(m<sup>2</sup> · °C)];
- $t_{sk}$  – Temperatura média da pele [°C];
- $t_{su}$  – Temperatura da superfície [°C].

- Evaporação, variando de acordo com a atividade exercida, a humidade e a velocidade do ar. Este modo de transferência de calor ocorre do CH para o ambiente através da respiração e das glândulas sudoríparas. Para ambientes com temperaturas superiores a 37 °C, a perda de calor por parte do CH é efetuada exclusivamente através da evaporação, dado que as restantes formas de transferência de calor não são eficazes.

$$E = h_e \times w \times (p_{sk,sat} - p_a) \quad (2.6)$$

Onde:

$E$  – Perda de calor latente por evaporação [W/m<sup>2</sup>];

$h_e$  – Coeficiente de transferência de calor por evaporação [W/(m<sup>2</sup> · Pa)];

$w$  – Fração de pele coberta com suor,  $0 < w < 1$  [Adimensional];

$p_{sk,sat}$  – Pressão de vapor de água saturado à temperatura da pele [Pa];

$p_a$  – Pressão parcial do vapor de água no ar [Pa].

A fração de pele coberta com suor [ $w$ ] é fortemente correlacionada com o desconforto de uma pessoa em ambientes quentes. Para pessoas vestidas, a perceção de desconforto aumenta quando  $w > 0,2$ . Embora teoricamente a fração de pele coberta com suor se possa aproximar de 1, na prática é difícil ultrapassar 0,8 (Arens & Zhang, 2006c).

O coeficiente de transferência de calor por evaporação pode ser estimado através da relação de Lewis (Arens & Zhang, 2006c; ASHRAE, 2009):

$$LR = \frac{h_e}{h_c} \quad (2.7)$$

Onde:

$h_e$  – Coeficiente de transferência de calor por evaporação [W/(m<sup>2</sup> · Pa)];

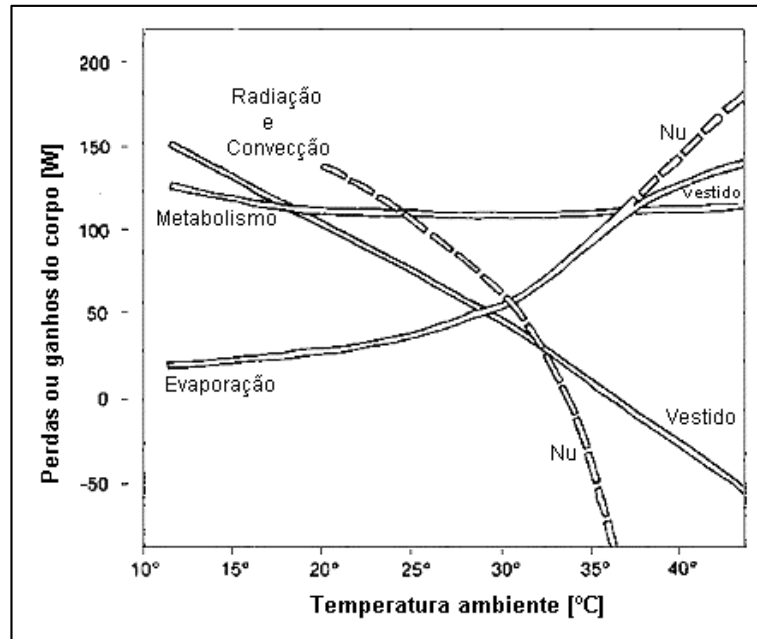
$h_c$  – Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m<sup>2</sup> · °C)];

LR – Relação de Lewis [°C/Pa]. Para condições interiores típicas, LR = 0,0165 °C/Pa. Contudo, este valor varia ligeiramente de acordo com a temperatura média da pele (Kaynakli *et al.*, 2003):

$$LR = \frac{0,01515 \times (t_{sk} + 273,15)}{273,15} \quad (2.8)$$

As equações 2.2, 2.3, 2.5 e 2.6, apresentadas por Arens & Zhang (2006c), demonstram os modos de transferência de calor com base na relação existente entre a pele do CH e o ambiente. No entanto, existem outros autores, como Olesen (1982), Höpfe (1993) e Parsons (2014) que apresentaram essas equações com base na relação existente entre o CH, o vestuário e o ambiente.

Na figura 2.10, apresenta-se as perdas ou ganhos de energia do CH em função da temperatura ambiente, tendo em conta os modos de transferência de calor e a existência ou não de vestuário.



**Figura 2.10** – Relação entre os modos de transferência de calor, a temperatura ambiente e as perdas ou ganhos de energia do CH (adaptado de Bradshaw, 2006).

A relação entre a energia produzida e cedida pelo CH (ver figura 2.11) pode ser expressa através da equação do balanço energético (ASHRAE, 2009):

$$M - W = q_{sk} + q_{res} + S = (C + R + E_{sk}) + (C_{res} + E_{res}) + (S_{sk} + S_{cr}) \quad (2.9)$$

Onde:

$M$  – Taxa de metabolismo [ $W/m^2$ ];

$W$  – Trabalho mecânico externo [ $W/m^2$ ];

$q_{sk}$  – Taxa total de perda de calor a partir da pele [ $W/m^2$ ];

$q_{res}$  – Taxa total de perda de calor através da respiração [ $W/m^2$ ];

$S$  – Taxa de armazenamento de calor no corpo humano [ $W/m^2$ ];

$C$  – Transferência de calor sensível por convecção, à superfície da pele [ $W/m^2$ ];

$R$  – Transferência de calor sensível por radiação, à superfície da pele [ $W/m^2$ ];

$E_{sk}$  – Perda total de calor latente por evaporação, a partir da pele [ $W/m^2$ ];

$C_{res}$  – Perda de calor sensível por convecção, através da respiração [ $W/m^2$ ];

$E_{res}$  – Perda de calor latente por evaporação, através da respiração [ $W/m^2$ ];

$S_{sk}$  – Taxa de armazenamento de calor na pele [ $W/m^2$ ];

$S_{cr}$  – Taxa de armazenamento de calor no interior do corpo [ $W/m^2$ ].

O equilíbrio térmico é atingido se a taxa de armazenamento de calor no CH [S] for igual a zero. Caso contrário, existe armazenamento ou perda de calor no CH, consoante o valor seja, superior ou inferior a zero, respetivamente (Olesen, 1982; Candas, 1999; Parsons, 2014).

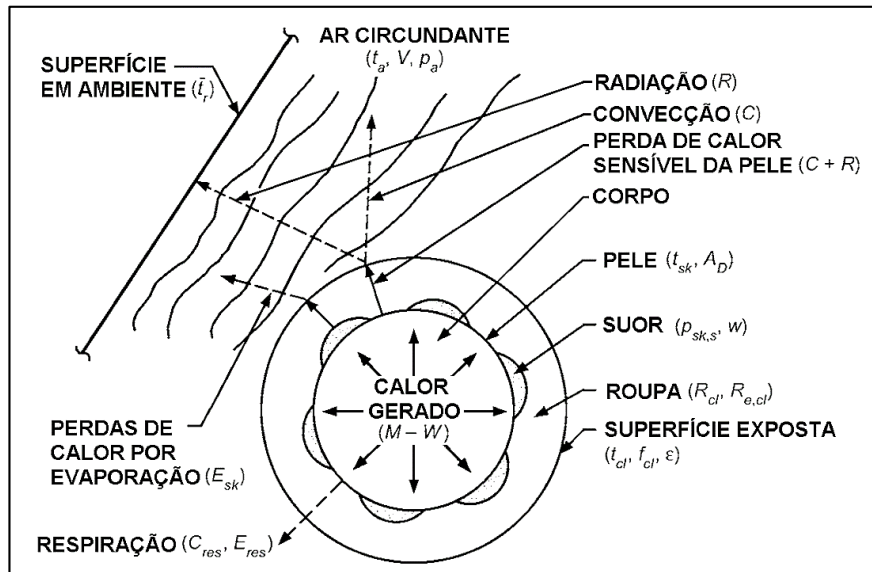


Figura 2.11 – Interação térmica do CH com o ambiente (adaptado de ASHRAE, 2009).

A unidade de todos os termos presentes na equação 2.9 é dada em energia por unidade de área para a superfície do CH nu. A dimensão dessas áreas pode ser calculada de acordo com equação proposta por Du Bois & Du Bois (1916) (Arens & Zhang, 2006c; Parsons, 2014):

$$A_D = 0,202 \times m^{0,425} \times l^{0,725} \quad (2.10)$$

Onde:

$A_D$  – Área de superfície corporal de DuBois [ $m^2$ ];

$m$  – Massa da pessoa [kg];

$l$  – Altura da pessoa [m].

Para uma pessoa adulta do sexo masculino, com 70 kg e 1,73 m, utiliza-se o valor de 1,8  $m^2$  para a sua área de superfície corporal. Todavia, reconhece-se que a área de DuBois apresenta apenas uma estimativa da área de superfície corporal. Embora a equação 2.10 seja tradicionalmente utilizada, existem outras equações para calcular a área de superfície corporal, nomeadamente as desenvolvidas por: Haycock *et al.* (1978), Mosteller (1987) e Schlich *et al.* (2010).

No Anexo D, apresenta-se um nomograma para calcular a área de superfície corporal de acordo com a altura e o peso da pessoa.

### ***Equação Geral de Conforto Térmico***

Segundo Fanger (1970), são necessárias três condições para que o corpo de uma pessoa, como um todo, esteja em condição de CT. A primeira condição refere a necessidade de existir equilíbrio térmico nas trocas de calor entre o CH e o ambiente, ou seja, que a produção de calor por parte do CH seja igual à sua dissipação, sendo a taxa de armazenamento de calor no CH igual a zero (Olesen, 1982):

$$M \pm W - E - R_{es} = \pm K_{cl} = \pm R \pm C \quad (2.11)$$

A segunda condição especifica um intervalo de conforto para a temperatura média da pele, tendo em conta a sua relação com o nível de atividade:

$$a < t_{sk} < b \quad (2.12)$$

A terceira condição especifica um intervalo de conforto para a taxa de suor, tendo em conta a sua relação com o nível de atividade:

$$c < E_{sw} < d \quad (2.13)$$

Onde:

$M$  – Taxa de metabolismo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$W$  – Trabalho mecânico externo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

$E = E_{dif} + E_{sw}$  em que:

$E$  – Perda de calor latente por evaporação [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$E_{dif}$  – Perda de calor por evaporação, correspondente à quantidade de difusão de vapor de água através da pele [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$E_{sw}$  – Perda de calor por evaporação do suor, à superfície da pele [ $\text{W}/\text{m}^2$ ].

$R_{es} = E_{res} + C_{res}$  em que:

$R_{es}$  – Perda total de calor pela respiração [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$E_{res}$  – Perda de calor latente por evaporação, através da respiração [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$C_{res}$  – Perda de calor sensível por convecção, através da respiração [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$K_{cl}$  – Transferência de calor por condução, através do vestuário [ $\text{W}/\text{m}^2$ ];

$a, b$  – Valores limites admissíveis para a temperatura média da pele;

$c, d$  – Valores limites admissíveis para a taxa de suor.

Os valores de  $a$ ,  $b$ ,  $c$  e  $d$  são parâmetros empíricos, obtidos de acordo com o nível de atividade da pessoa, em condições de CT.

A neutralidade térmica é um requisito indispensável, no entanto por si só não garante a obtenção de CT (ver tabela 2.2). Além disso, é necessário que a temperatura média da pele e a taxa de suor estejam dentro dos limites aceitáveis. Ainda assim, é importante referir que a pessoa não pode estar sujeita a nenhum tipo de desconforto térmico local (ver pág. 65), nomeadamente, sujeita a uma radiação térmica assimétrica significativa ou exposta a correntes de ar (Olesen, 1982; Nilsson, 2004; Parsons, 2014).

**Tabela 2.2** – Fatores que influenciam a equação do balanço energético (adaptado de Bradshaw, 2006).

Fator	Ambiente	Pessoa
Metabolismo ( <i>M</i> )	Pouco efeito	Atividade
		Peso
		Área de superfície
		Idade
		Sexo
Evaporação ( <i>E</i> )	Temperatura Velocidade	Capacidade de produzir suor
		Área de superfície
		Vestuário
Radiação ( <i>R</i> )	Diferença de temperatura entre corpos Emissividade das superfícies	Área de superfície
		Vestuário
Convecção ( <i>C</i> )	Temperatura Velocidade	Vestuário
		Temperatura da superfície do corpo
		Área de superfície

Numa gama de condições ambientais onde o equilíbrio térmico pode ser obtido, existe apenas um intervalo que irá proporcionar CT. Assim, para uma determinada pessoa, de acordo com o tipo de atividade, de vestuário e de ambiente, a gama de valores que proporcionam CT é estabelecida de acordo com as equações 2.14 e 2.15. Estas equações derivam dos estudos experimentais realizados por Fanger (1970) a estudantes com sexo, altura e nível de atividade distintos. Através dos dados obtidos e utilizando uma relação linear, foram encontradas as seguintes relações (Olesen, 1982; Parsons, 2014):

$$t_{sk} = 35,7 - 0,0275 \times (M - W) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.14)$$

$$E_{sw} = 0,42 \times (M - W - 58,15) \quad [\text{W}/\text{m}^2] \quad (2.15)$$

Substituindo os termos  $t_{sk}$  e  $E_{sw}$  na equação do balanço energético, equação 2.11, Fanger (1970) apresentou a equação geral de CT relacionando os parâmetros ambientais e pessoais, equação 2.16:

$$\begin{aligned}
 & \frac{(M - W)}{H_p} \\
 & - \underbrace{3,05 \times 10^{-3} \times \{5733 - 6,99 \times (M - W) - p_a\}}_{E_{dif}} - \underbrace{0,42 \times \{(M - W) - 58,15\}}_{E_{sw}} \\
 & \quad - \underbrace{1,7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - p_a)}_{E_{res}} - \underbrace{0,0014 \times M \times (34 - t_a)}_{C_{res}} \\
 & \quad = \frac{[35,7 - 0,0275 \times (M - W)] - t_{cl}}{0,155 \times I_{cl}} \\
 & \quad \quad \quad \underbrace{\hspace{10em}}_{K_{cl}} \\
 & = \underbrace{3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\}}_R + \underbrace{f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)}_C
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

Sendo a temperatura da superfície do vestuário  $[t_{cl}]$  determinada pela equação:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,028 \times (M - W) - 0,155 \times I_{cl} \times \\
 & [3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} + f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)]
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

Onde:

$H_p$  – Produção total de calor metabólico do corpo  $[\text{W}/\text{m}^2]$ ;

$f_{cl}$  – Razão entre a área do corpo vestido e a área do corpo nu [Adimensional].

Os valores de  $h_c$  e  $f_{cl}$  são provenientes das seguintes equações:

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} & \text{para } 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} > 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2,38 \times |t_{cl} - t_a|^{0,25} < 12,1 \times \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \tag{2.18}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 0,2 \times I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0,5 \text{ clo} \\ 1,05 + 0,1 \times I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0,5 \text{ clo} \end{cases} \tag{2.19}$$

A equação geral de CT, equação 2.16, estabelece as combinações entre os parâmetros ambientais e pessoais. Embora se soubesse, há muito tempo, que estes parâmetros influenciavam o CT, só foi possível verificar a influência quantitativa de cada um deles após surgir esta equação. Além disso, permitiu determinar os parâmetros ambientais admissíveis para que uma pessoa se encontre em CT. Porém, a equação geral de CT é complexa e, por conseguinte, inadequada para o cálculo manual. Apesar disso, esta equação já foi resolvida com recurso a computadores, possibilitando o desenvolvimento de diagramas de conforto, sendo estes mais simples de manusear (Olesen, 1982).

## 2.4 - Índices Ambientais

Os índices ambientais são ferramentas úteis para descrever e avaliar os ambientes térmicos, integrando numa única variável os fatores que influenciam a resposta do CH ao ambiente circundante. O objetivo é simplificar a descrição do ambiente, bem como o *stress* térmico<sup>13</sup> a que o CH é sujeito. Recorrendo à variação do valor do índice, de acordo com a variação da resposta humana, é possível utilizar esses dados para prever os efeitos do ambiente no CH. Assim, dois ambientes térmicos com parâmetros diferentes podem apresentar o mesmo valor para um determinado índice. Esta situação permite comparar ambientes distintos, verificando a influência de cada um dos seus parâmetros.

Os índices ambientais podem ser classificados da seguinte forma (Parsons, 2014):

- Índices racionais, baseados nas representações matemáticas do sistema termorregulador do CH e nas transferências de calor com o ambiente;

- Índices empíricos, baseados nas respostas subjetivas de um grupo de pessoas envolvidas em ensaios climáticos. Com essas respostas é possível criar uma base de dados, permitindo a construção de um modelo empírico [curva com ajuste aos dados]. A sua utilização permite prever as respostas térmicas do CH a um determinado ambiente;

- Índices diretos, baseados nas medições dos parâmetros ambientais aos quais o CH responde.

Contudo, os índices ambientais podem também ser classificados segundo a sua aplicação, geralmente determinada com base no *stress* causado pelo calor, em ambientes quentes, ou pelo frio, em ambientes frios. Uma pessoa submetida a essas condições pode apresentar fadiga, reduzindo o seu rendimento. Além disso, pode também apresentar alterações de percepção e de raciocínio, provocando perturbações psicológicas que podem conduzir a esgotamentos e a alterações do seu estado de saúde. Deste modo, é fundamental conhecer as condições ambientais que possam levar a esse estado (Olesen, 1985).

### 2.4.1 - Temperatura Efetiva (ET)

O índice de ET foi desenvolvido entre 1923 e 1925 por Houghton & Yaglou (1923) estando associado a uma escala sensorial de calor. Este é o índice ambiental mais comum e relaciona a temperatura, a humidade e a velocidade do ar. O critério utilizado para determinar

---

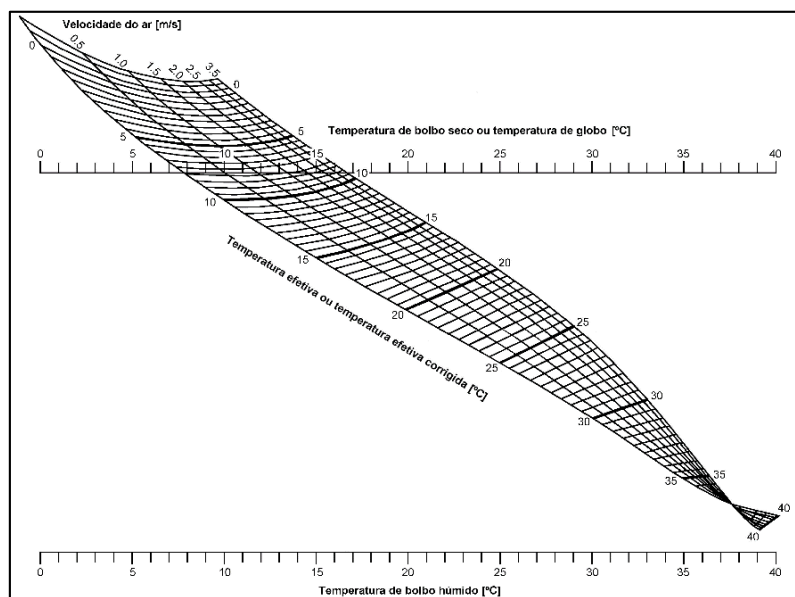
<sup>13</sup> Conjunto de perturbações psíquicas e fisiológicas a que uma pessoa é submetida quando exposta a condições ambientais extremas de frio ou de calor.

os efeitos destes parâmetros foi a ST experienciada pelas pessoas num determinado tipo de ambiente. O objetivo era determinar quais as combinações das temperaturas de bolbo seco ( $t_{bs}$ )<sup>14</sup> e de bolbo húmido ( $t_{bh}$ )<sup>15</sup> que provocavam a mesma ST. Importa salientar que foram utilizados tempos de exposição diferentes para as pessoas submetidas às condições de ensaio. Com base nos resultados obtidos e considerando a ET foi possível determinar uma zona de conforto para o CH. Para isso, foi considerado um intervalo em que pelo menos 50 % das pessoas envolvidas no estudo se sentiam termicamente confortáveis. A determinação da ET foi efetuada com base na temperatura de um ambiente, onde:  $t_a = \bar{t}_r$ ,  $v_{ar} < 0,15$  m/s e  $\phi = 100$  %. Estes parâmetros proporcionariam a mesma ST sentida pelo CH, tal como aconteceria no ambiente real em consideração. É importante referir que dois ambientes distintos, com valores diferentes para as variáveis consideradas, podem apresentar a mesma ET logo, devem apresentar a mesma ST (Kerslake, 1972; Olesen, 1985; Parsons, 2014).

Posteriormente, através de estudos adicionais, Yaglou & Miller (1925) concluíram que as estações do ano influenciavam o CT das pessoas devido às diferenças no tipo de vestuário utilizado, sendo por isso necessário definir um novo intervalo de conforto.

Os estudos experimentais a partir dos quais este índice foi desenvolvido deram origem às designadas linhas de igual conforto, definidas posteriormente como linhas de ET. Essas linhas foram apresentadas em dois nomogramas:

- Escala ‘básica’ de ET para pessoas despidas da cintura para cima (ver figura 2.12);
- Escala ‘normal’ de ET para pessoas vestidas normalmente [1 clo] (ver Anexo E).



**Figura 2.12** – Nomograma com escala básica de ET [0,5 clo] (adaptado de ASHRAE, 2011).

<sup>14</sup> É a temperatura do ar medida por um termómetro exposto ao ar, mas protegido da radiação e da humidade.

<sup>15</sup> É a temperatura que uma parcela de ar teria se tivesse 100 % de humidade relativa.

A partir destes nomogramas é possível determinar o valor da ET relacionando a temperatura de bolbo seco, a temperatura de bolbo húmido e a velocidade do ar (Olesen, 1985). De realçar que ambos os nomogramas são também utilizados para determinar o índice de temperatura efetiva corrigida, na literatura inglesa *corrected effective temperature* (CET).

### 2.4.2 - Temperatura Efetiva Corrigida (CET)

O índice de ET não considerava os efeitos da radiação térmica, por isso Vernon & Warner (1932) propuseram a CET como índice de *stress* por calor. Deste modo, sugeriu uma correção ao índice de ET, tendo em conta a influência que a radiação tem na carga térmica. Para calcular a CET recorre-se aos nomogramas de ET, utilizando a temperatura de globo negro ( $t_g$ )<sup>16</sup>, em vez da temperatura de bolbo seco. No entanto, outras investigações demonstraram que a CET apresentava desvantagens para ser utilizada como um índice de *stress* por calor. Essa situação levou ao desenvolvimento do índice de taxa de suor estimada para 4 horas, na literatura inglesa *predicted 4-hour sweat rate* (P4SR) (Parsons, 2014).

### 2.4.3 - Taxa de Suor Estimada para 4 Horas (P4SR)

O índice da P4SR foi desenvolvido durante a Segunda Guerra Mundial no *Royal Naval*, estabelecimento de investigação em Inglaterra, por McArdle *et al.* (1947). Este índice baseia-se na taxa de suor de uma pessoa para avaliar o *stress* por calor. O seu valor indica a quantidade de suor libertado por homens jovens, aclimatados<sup>17</sup>, expostos ao ambiente durante um período de quatro horas. Tendo em conta que os resultados foram determinados com base em experiências realizadas a um grupo de pessoas aclimatadas, não se pode considerar que a P4SR preveja com precisão a taxa de suor de uma pessoa ou de uma população. Assim, a P4SR deve ser considerada como um valor indicativo e não como a quantidade real de suor. Este índice é empírico e relaciona os parâmetros ambientais juntamente com os parâmetros pessoais. Embora não tenha uma formulação analítica, o seu valor pode ser encontrado perante um conjunto de condições, resumidas por

---

<sup>16</sup> Temperatura medida por um termómetro localizado no centro de uma esfera oca, habitualmente com um diâmetro de 150 mm, caracterizada por ter uma parede de cobre de pequena espessura pintada de preto fosco. A temperatura de globo negro é influenciada pela temperatura do ar, pela temperatura radiante e pela velocidade do ar.

<sup>17</sup> Pessoas adaptadas fisiologicamente a um determinado ambiente, aumentando a tolerância perante a sua exposição.



Denotar que estas modificações são aditivas. Após considerar estas condições, é necessário desenhar uma linha que una a temperatura de globo e a temperatura de bolbo húmido modificada, utilizando a escala de bolbo húmido de acordo com a velocidade do ar. Em seguida, lê-se a taxa de suor básica para 4 horas, na literatura inglesa *basic 4-hour sweat rate* (B4SR), na escala apropriada de acordo com a velocidade do ar. Depois de obter a B4SR, a P4SR determina-se pela adição de um valor, dependente da atividade da pessoa e do seu vestuário. Neste contexto, surge a equação 2.20 (Kerslake, 1972; Olesen, 1985; Parsons, 2014):

$$P4SR = B4SR + 0,37 \times I_{cl} + (0,012 + 0,001 \times I_{cl}) \times (M - 63) \quad [L] \quad (2.20)$$

Embora seja um dos índices mais complexos é, provavelmente, um dos mais precisos. A sua precisão foi estabelecida recorrendo a estudos complementares, realizados em Singapura, e a outras observações fisiológicas que confirmaram a sua superioridade face a outros índices (Kerslake, 1972).

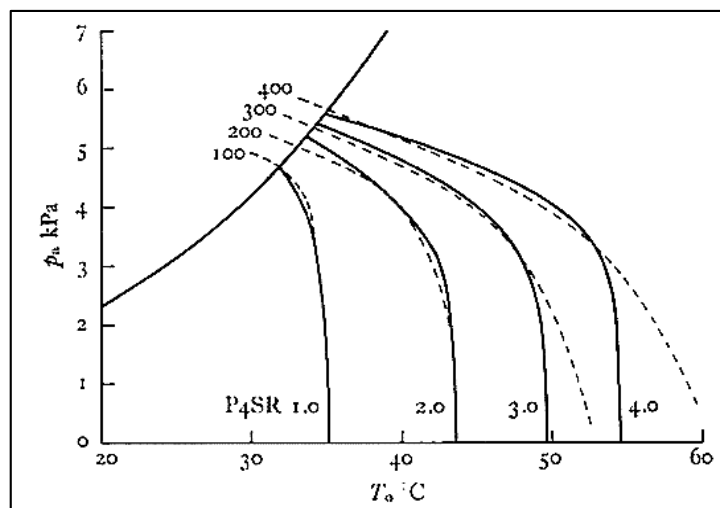
Considerando uma pessoa vestida com calções, nas condições  $M = 100 \text{ W/m}^2$  e  $v_{ar} = 1 \text{ m/s}$ , podem visualizar-se os traçados para ambientes com a mesma P4SR (ver figura 2.14). As linhas a tracejado são alusivas a uma pessoa que transpire de acordo com a equação 2.21 (Kerslake, 1972):

$$S_r = H_p + 100 \times (t_{sk} - 34) \quad (2.21)$$

Onde:

$S_r$  – Taxa de suor expressa em unidade equivalente de calor, por unidade de área de superfície corporal [ $\text{W/m}^2$ ];

$H_p$  – Produção total de calor metabólico do corpo [ $\text{W/m}^2$ ].



**Figura 2.14** – Traçados para ambientes com a mesma P4SR (Kerslake, 1972).

## 2.4.4 - Temperatura de Globo de Bolbo Húmido (WBGT)

A temperatura de globo de bolbo húmido, na literatura inglesa *wet bulb globe temperature* (WBGT) é um dos índices de *stress* por calor mais utilizado. Este foi desenvolvido por Yaglou & Minard (1957), através de uma investigação por parte da Marinha dos Estados Unidos da América, para avaliar a severidade dos ambientes térmicos, bem como as perdas de calor durante o treino militar. O valor do índice pode ser determinado para condições exteriores com radiação solar, equação 2.22, ou para condições interiores e exteriores sem radiação solar, equação 2.23 (Kerslake, 1972; ISO 7243, 1982; Olesen, 1985; ASHRAE, 2009; Parsons, 2014):

$$\text{WBGT} = 0,7 \times t_{nwb} + 0,2 \times t_g + 0,1 \times t_a \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.22)$$

$$\text{WBGT} = 0,7 \times t_{nwb} + 0,3 \times t_g \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.23)$$

Onde:

$t_{nwb}$  – Temperatura de bolbo húmido natural [°C];

$t_g$  – Temperatura de globo negro [°C];

$t_a$  – Temperatura do ar [°C].

Utilizando a WBGT, em detrimento da temperatura do ar, verificaram que era possível reduzir as vítimas de calor durante o treino e, como consequência, reduzir o tempo perdido por interrupção dessa atividade. A WBGT varia em função dos quatro parâmetros ambientais, sendo geralmente utilizada para estimar o potencial *stress* por calor em ambientes industriais.

Em ambientes onde os parâmetros não são constantes, ao longo do tempo e do espaço, é necessário determinar este índice em três níveis: cabeça, abdómen e tornozelos. A média ponderada desse valor é obtida através da equação 2.24 (ISO 7243, 1982):

$$\text{WBGT} = \frac{\text{WBGT}_{\text{Cabeça}} + 0,2 \times \text{WBGT}_{\text{Abdómen}} + \text{WBGT}_{\text{Tornozelos}}}{4} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.24)$$

Nos Estados Unidos da América, o Instituto Nacional para a Segurança e Saúde Ocupacional, na literatura inglesa *National Institute for Occupational Safety and Health* (NIOSH) desenvolveu um critério limite para o *stress* por calor, possibilitando comparar o valor da WBGT com os valores limites recomendados. Visualizando a tabela 2.3 verifica-se que esses limites dependem do nível de atividade da pessoa e do seu estado de aclimação. Comparando com uma pessoa não aclimatizada, uma pessoa aclimatizada apresenta

alterações fisiológicas menores sob a mesma carga térmica. Existem diferenças individuais quanto à tolerância ao calor em ambientes de trabalho, contudo os limites propostos são aceitáveis para a maioria das pessoas. Os limites recomendáveis presentes na tabela 2.3 são baseados num aumento da temperatura corporal interna do CH em menos de 1 °C, ou seja, entre os 37 °C e os 38 °C.

A WBGT foi adotada por NIOSH (1972) e pela norma ISO 7243 (1982), sendo ainda hoje utilizada (Parsons, 2014).

**Tabela 2.3** – Valores de referência da WBGT para diferentes taxas metabólicas (adaptado de Olesen, 1985).

Classe de taxa metabólica	Taxa metabólica, <i>M</i>		Valor de referência da WBGT			
	Relacionada com uma unidade de área de superfície da pele  W/m <sup>2</sup>	Total (Para uma área média de superfície da pele de 1,8 m <sup>2</sup> )  W	Pessoa aclimatada ao calor  °C		Pessoa não aclimatada ao calor  °C	
0 (Repouso)	M < 65	M < 117	33		32	
1 (Baixa)	65 < M < 130	117 < M < 234	30		29	
2 (Moderada)	130 < M < 200	234 < M < 360	28		26	
3 (Alta)	200 < M < 260	360 < M < 468	Não sensível à circulação de ar	Sensível à circulação de ar	Não sensível à circulação de ar	Sensível à circulação de ar
			25	26	22	23
4 (Muito alta)	M > 260	M > 468	23	25	18	20

### 2.4.5 - Temperatura de Globo Húmido (WGT)

Introduzida por Botsford (1971) a temperatura de globo húmido, na literatura inglesa *wet globe temperature* (WGT) é utilizada para medir o *stress* por calor, apresentando contudo uma abordagem mais simples do que a WBGT. Baseando-se no princípio de que o globo é afetado pelas transferências de calor, tal como uma pessoa a suar, a sua temperatura pode ser utilizada como um índice de *stress* por calor. Olesen (1985) descreveu a WTG como a temperatura determinada no centro de um globo negro, com 63,5 mm de diâmetro, coberto com um pano preto húmido. A temperatura é lida quando o equilíbrio é atingido, situação que surge depois de 10 a 15 minutos de exposição.

De acordo com o NIOSH (1986), para uma gama moderada de condições de calor radiante e de humidade, a WGT pode ser obtida através da equação 2.25 (Olesen, 1985; ASHRAE, 2009; Parsons, 2014):

$$WBGT = WGT + 2 \quad [^{\circ}C] \quad (2.25)$$

## 2.4.6 - Temperatura Operativa ( $t_o$ )

Com o objetivo de combinar num único índice os efeitos da temperatura do ar e da temperatura média radiante, Winslow *et al.* (1937) apresentaram a temperatura operativa, na literatura inglesa *operative temperature* ( $t_o$ ). Este índice define-se como a temperatura uniforme de um compartimento preto imaginário, no qual uma pessoa troca a mesma quantidade de calor, por radiação e convecção, que no ambiente real não uniforme (Silva, 2002; ISO 7730, 2005; ASHRAE 55, 2013). O seu valor pode ser calculado pela equação 2.26:

$$t_o = \frac{h_c \times t_a + h_r \times \bar{t}_r}{h_c + h_r} \quad (2.26)$$

Onde:

$t_o$  – Temperatura operativa [°C];

$h_c$  – Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m<sup>2</sup> · °C)];

$t_a$  – Temperatura do ar [°C];

$h_r$  – Coeficiente de transferência de calor por radiação [W/(m<sup>2</sup> · °C)];

$\bar{t}_r$  – Temperatura média radiante [°C].

Segundo ASHRAE 55 (2013), para pessoas envolvidas em atividades sedentárias [ $1 < M < 1,3$  met], sem exposição direta à radiação solar e sujeitas a uma velocidade do ar inferior a 0,2 m/s, a temperatura operativa pode ser calculada, com uma precisão razoável, através da equação 2.27:

$$t_o = \frac{t_a + \bar{t}_r}{2} \quad [°C] \quad (2.27)$$

Todavia, para as mesmas condições é possível obter o seu valor, com uma maior precisão, através da equação 2.28 (ASHRAE 55, 2013):

$$t_o = A \times t_a + (1 - A) \times \bar{t}_r \quad [°C] \quad (2.28)$$

Onde  $A$  representa o fator de ponderação para a temperatura do ar e para a temperatura média radiante. O seu valor pode ser obtido em função da velocidade do ar:

$A = 0,5$  se  $v_{ar} < 0,2$  m/s;

$A = 0,6$  se  $0,2$  m/s  $< v_{ar} < 0,6$  m/s;

$A = 0,7$  se  $0,6$  m/s  $< v_{ar} < 1$  m/s.

## 2.4.7 - Nova Temperatura Efetiva (ET\*)

Gagge *et al.* (1971) propuseram uma nova temperatura efetiva, na literatura inglesa *new effective temperature* (ET\*), aplicável a pessoas com uma atividade sedentária e com um vestuário leve. Este índice é definido como a temperatura de um ambiente [ $t_a = \bar{t}_r$ ,  $v_{ar} < 0,15$  m/s e  $\phi = 50$  %] que causaria um efeito equivalente ao do ambiente real em consideração. Assim, uma pessoa submetida a esse efeito teria a mesma fração de pele coberta com suor, a mesma temperatura média da pele e a mesma perda de calor na pele ( $H_{sk}$ ). Este índice está relacionado com o CT de uma pessoa, sendo por isso utilizado pela ASHRAE (Olesen, 1985; Silva, 2002; ASHRAE, 2009; Parsons, 2014). O seu cálculo pode ser obtido através da equação 2.29:

$$ET^* = t_o + w \times i_m \times LR \times (p_a - 0,5 \times p_{ET^*,s}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.29)$$

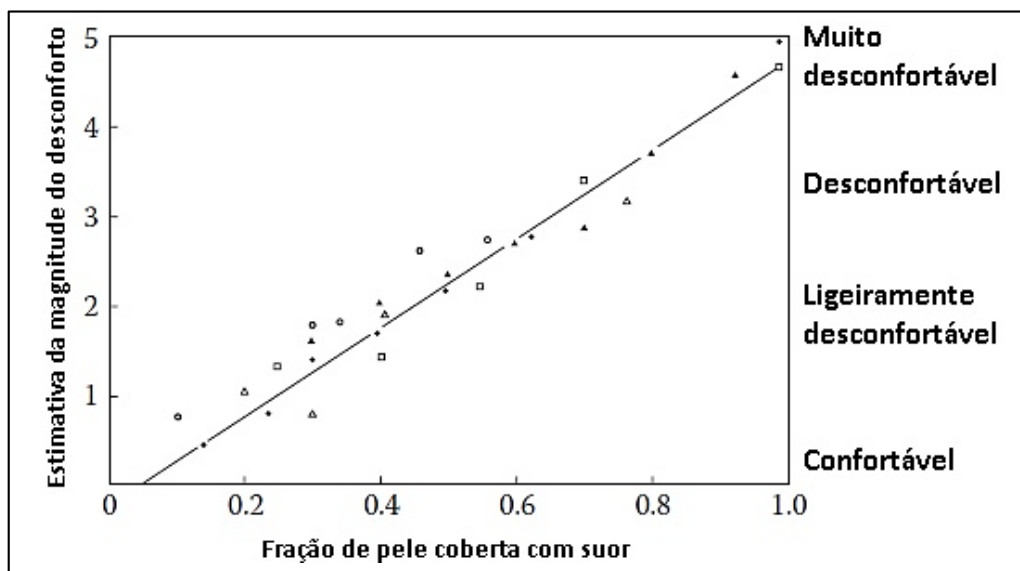
Onde:

$i_m$  – Índice de permeabilidade à humidade [vestuário] [Adimensional];

LR – Relação de Lewis [ $^\circ\text{C}/\text{Pa}$ ];

$p_{ET^*,s}$  – Pressão de vapor de água saturado para o valor de ET\* [Pa].

A fração de pele coberta com suor e a temperatura média da pele são características importantes para determinar a sensação de conforto obtida por uma pessoa (ver figura 2.15). A transpiração de uma pessoa limita o aumento da sua temperatura da pele, fazendo com que o aumento da ST apareça de uma forma íngreme (ver figura 2.16).



**Figura 2.15** – Relação entre a fração de pele coberta com suor e a estimativa do desconforto de uma pessoa (adaptado de Parsons, 2014).

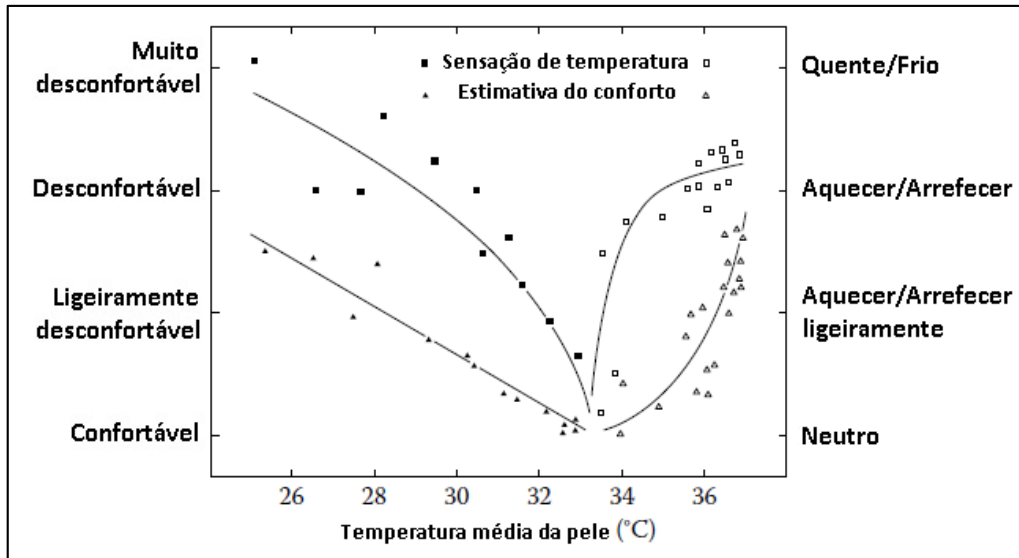


Figura 2.16 – O CT e a ST de uma pessoa em função da temperatura média da pele (adaptado de Parsons, 2014).

No Anexo F, pode visualizar-se o nomograma com linhas da  $ET^*$  constantes.

### 2.4.8 - Temperatura Efetiva Padrão (SET)

De forma a incluir os efeitos da atividade e do vestuário, Gonzalez *et al.* (1974) sugeriram uma extensão da  $ET^*$ , apresentando a temperatura efetiva padrão, na literatura inglesa *standard effective temperature* (SET). Este índice é definido da mesma forma que a  $ET^*$ , tendo no entanto em consideração o isolamento térmico do vestuário. Ao nível do mar, sob as mesmas condições ambientais a  $ET^*$  é equivalente à SET. Contudo, para níveis mais elevados a diferença entre os dois índices aumenta, uma vez que a influência da pressão atmosférica torna-se maior com o aumento da fração de pele coberta com suor (Nilsson, 2004; Parsons, 2014). Na tabela 2.4, apresenta-se a relação estabelecida entre a alteração inversa do isolamento térmico do vestuário de forma a compensar um aumento da taxa de metabolismo (Gonzalez *et al.*, 1974).

Tabela 2.4 – Equivalência sugerida para obter o mesmo valor da SET (adaptado de Gonzalez *et al.*, 1974).

<b>met</b>	1	1,25	2	3	4
<b>clo</b>	0,67	0,57	0,39	0,26	0,19

Em equilíbrio térmico [taxa de armazenamento de calor no CH igual a zero] e com a SET entre os 23 °C e os 41 °C, verifica-se a seguinte relação com a temperatura média corporal:

$$SET = 34,95 \times t_b - 1247,6 \quad [^{\circ}C] \quad (2.30)$$

Para uma SET abaixo de 23 °C a relação é obtida através da equação 2.31:

$$SET = 23 - 6,13 \times (36,4 - t_b)^{0,7} \quad [^{\circ}C] \quad (2.31)$$

Para uma SET acima de 41 °C a relação é obtida através da equação 2.32:

$$SET = 41 + 5,58 \times (t_b - 36,9)^{0,87} \quad [^{\circ}C] \quad (2.32)$$

Onde:

$t_b$  – Temperatura média corporal utilizando o modelo de dois nós<sup>18</sup> [°C].

A SET é aplicável em condições térmicas quentes, moderadas e frias, sendo o índice ambiental mais abrangente, uma vez que integra todos os seis parâmetros principais. A relação entre a SET e os efeitos de ST no CH é mostrada na tabela 2.5.

**Tabela 2.5** – Relação entre o índice SET e a ST no CH (adaptado de Parsons, 2014).

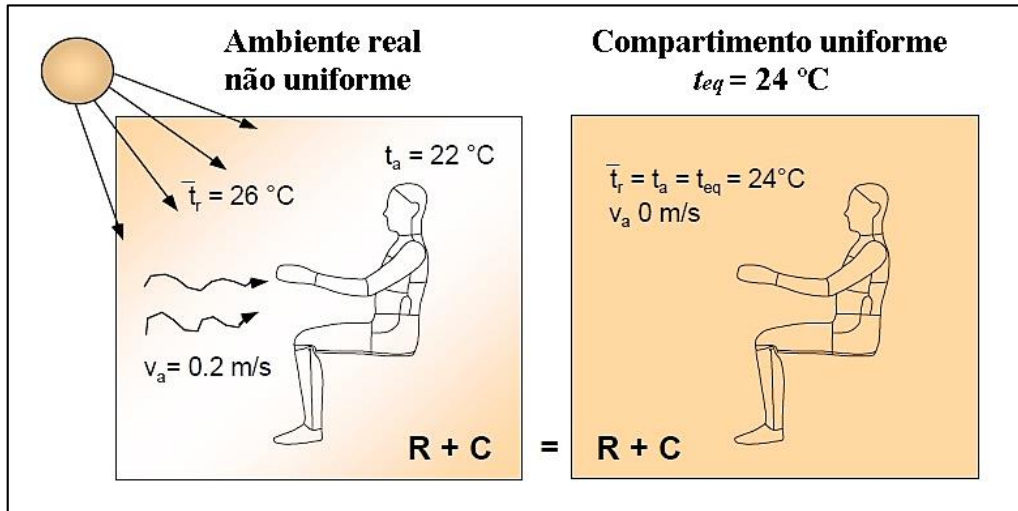
SET [°C]	Sensação	Estado fisiológico de uma pessoa sedentária
> 37,5	Muito quente, muito desconfortável	Falha de regulação
34,5 a 37,5	Quente, muito inaceitável	Transpiração intensa
30,0 a 34,5	Quente, desconfortável, inaceitável	Transpiração
25,6 a 30,0	Ligeiramente quente, ligeiramente inaceitável	Leve transpiração, vasodilatação
22,2 a 25,6	Confortável e aceitável	Neutralidade
17,5 a 22,2	Ligeiramente fresco, levemente inaceitável	Vasoconstrição
14,5 a 17,5	Fresco e inaceitável	Arrefecimento corporal lento
10,0 a 14,5	Frio, muito inaceitável	Calafrio

### 2.4.9 - Temperatura Equivalente ( $t_{eq}$ )

A denominação temperatura equivalente, na literatura inglesa *equivalent temperature* ( $t_{eq}$ ), surge após Dufton (1929) desenvolver um cilindro de cobre preto aquecido para simular o comportamento térmico do CH, denominando a sua temperatura de temperatura equivalente. Em ambientes não homogêneos, onde os segmentos do corpo são sujeitos a diferentes condições térmicas, tal como como acontece no interior de veículos automóveis, este é o índice mais apropriado para medir a influência de todos os parâmetros, uma vez que expressa num único valor, global ou local, os efeitos térmicos nos ocupantes

<sup>18</sup> Representa o CH com base em dois cilindros concêntricos, um para a pele e outro para os órgãos vitais.

de um veículo (Cisternino, 1999; Nilsson, 2004). Este índice é definido como a temperatura uniforme de um compartimento imaginário com  $v_{ar} = 0$  m/s e, no qual uma pessoa troca a mesma quantidade de calor sensível, por radiação e convecção, que no ambiente real (ver figura 2.17) (Madsen *et al.*, 1986; SAE J2234, 2001).



**Figura 2.17** – Ilustração da definição de temperatura equivalente (adaptado de Nilsson, 2004).

Utilizando uma escala de CT, Bedford (1936) relatou um estudo onde correlacionou os valores dos parâmetros ambientais com a sensação de calor obtida pelos trabalhadores de uma fábrica, formulando a equação 2.33 (Parsons, 2014):

$$t_{eq} = 0,522 \times t_a + 0,478 \times \bar{t}_r - 0,21 \times \sqrt{v_{ar}} \times (37,8 - t_a) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.33)$$

Ao longo do tempo, outros autores apresentaram novos métodos para medir a temperatura equivalente. De salientar, que alguns deles denominam este índice de temperatura equivalente de sala, na literatura inglesa *equivalent living-room temperature* (ELT) e de EHT, porém os conceitos são semelhantes.

Para condições interiores típicas, Madsen *et al.* (1984) apresentaram a equação 2.34 para o cálculo da temperatura equivalente (Nilsson *et al.*, 1999; SAE J2234, 2001):

$$t_{eq} = \begin{cases} 0,55 \times t_a + 0,45 \times \bar{t}_r + \frac{0,24 - 0,75 \times \sqrt{v_{ar}}}{1 + I_{cl}} \times (36,5 - t_a) & v_{ar} > 0,1 \text{ m/s} \\ t_{eq} = t_o = \frac{t_a + \bar{t}_r}{2} & v_{ar} < 0,1 \text{ m/s} \end{cases} \quad (2.34)$$

Através da análise da equação 2.34, verifica-se que este índice combina os efeitos da temperatura do ar, da temperatura média radiante, da velocidade do ar e do isolamento térmico do vestuário. A tabela 2.6 mostra a relação existente entre a mudança nos parâmetros ambientais e a respetiva influência na temperatura equivalente.

**Tabela 2.6** – Parâmetros ambientais e a sua influência na temperatura equivalente (adaptado de Nilsson, 2004).

Ação	Influência
Aumento da temperatura do ar ↑	↑ $t_{eq}$ aumenta
Diminuição da temperatura do ar ↓	↓ $t_{eq}$ baixa
Aumento da temperatura média radiante ↑	↑ $t_{eq}$ aumenta
Diminuição da temperatura média radiante ↓	↓ $t_{eq}$ baixa
Aumento da velocidade do ar ↑	↓ $t_{eq}$ baixa
Diminuição da velocidade do ar ↓	↑ $t_{eq}$ aumenta

Uma vez que este índice considera a distribuição das condições ambientais nos segmentos corporais dos ocupantes de um veículo, podendo inclusive envolver manequins térmicos aquecidos, foi posteriormente adaptado como índice de CT para veículos, sendo hoje em dia muito utilizado para avaliar o ambiente térmico no interior de um veículo automóvel (Parsons, 2014).

Para investigar o efeito das diferentes configurações dos difusores de ar, é importante efetuar medições em vários pontos, tais como: cabeça, braços, mãos, abdómen, pernas e pés. Contudo, para verificar o tempo necessário para que o ambiente do veículo aqueça ou arrefeça, pode adotar-se uma solução mais simples, utilizando apenas três pontos: cabeça, abdómen e pés. O objetivo é medir a temperatura equivalente em cada posição, com base na média ponderada por área de superfície e, conseqüentemente estimar uma temperatura equivalente que represente o corpo como um todo (Madsen *et al.*, 1986; SAE J2234, 2001; Olesen, 1987).

$$\bar{t}_{eq} = 0,1 \times t_{eq_{\text{Cabeça}}} + 0,7 \times t_{eq_{\text{Abdómen}}} + 0,2 \times t_{eq_{\text{Pés}}} \quad (2.35)$$

Ao utilizar a temperatura média equivalente, o isolamento térmico do vestuário e o nível de atividade, o valor do PMV pode ser estimado (Madsen *et al.*, 1986; Nilsson, 2004).

Através de um conjunto de estudos, utilizando a correlação entre o vestuário de inverno, o vestuário de verão e o manequim térmico, Nilsson (2004) apresentou vários

diagramas com a temperatura equivalente adequada para o corpo inteiro e para dezoito zonas do CH (ver figura 2.18). Para que a pessoa se encontre em neutralidade térmica, é importante considerar não só a temperatura equivalente para cada zona do CH, mas também a temperatura equivalente do corpo como um todo. Assim, a neutralidade térmica do corpo como um todo pode ser obtida se:

- Todos os valores locais forem mais ou menos iguais ao valor do corpo inteiro;
- Os segmentos locais mais frios forem compensados com segmentos locais mais quentes.

Todavia, os segmentos locais muito quentes ou muito frios vão provocar desconforto, mesmo que o corpo inteiro esteja dentro da zona neutra (Nilsson, 2004).

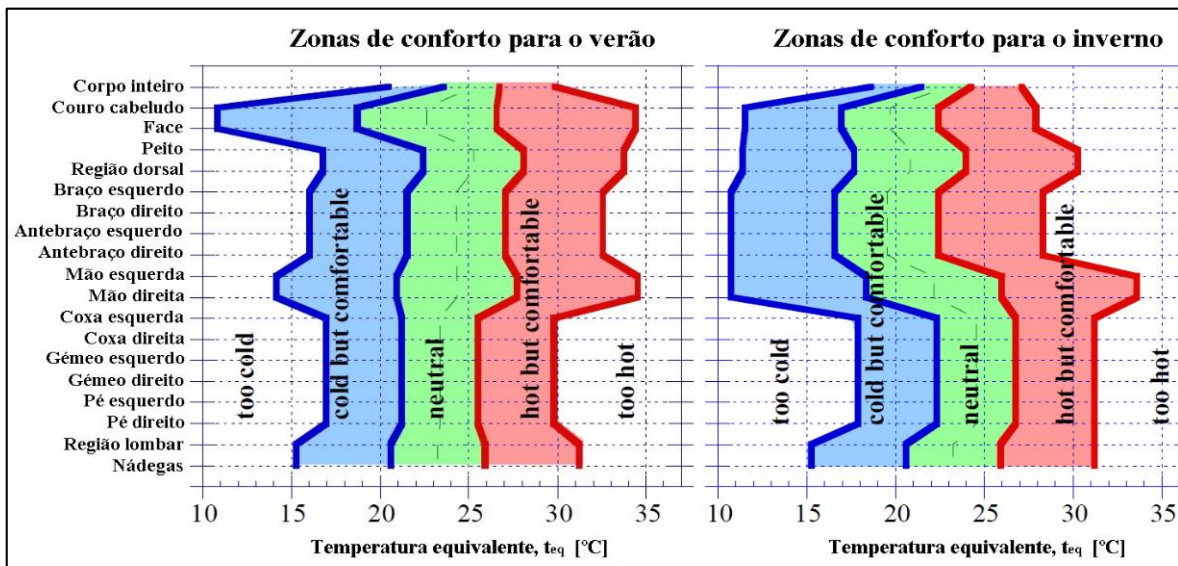


Figura 2.18 – Diagrama da temperatura equivalente para o corpo inteiro e para dezoito zonas do corpo humano (adaptado de Nilsson, 2004).

#### 2.4.10 - Voto Médio Previsível (PMV) e Percentagem Previsível de Insatisfeitos (PPD)

Baseado na escala de ST de Gagge *et al.* (1941), que varia de muito frio [-3] a muito quente [+3] (ver tabela 2.7), Fanger (1970) desenvolveu os índices PMV e PPD, estabelecendo uma relação entre ambos. O PMV é um índice que prevê o valor médio dos votos de um grupo de pessoas expostas ao mesmo ambiente térmico, com base no equilíbrio térmico do CH. Este índice permite prever o número de pessoas suscetíveis de sentir desconforto no corpo, como um todo, através de uma ST de calor ou de frio (Olesen, 1982; ISO 7730, 2005; Parsons, 2014).

**Tabela 2.7** – Escala de ST de sete pontos (adaptado de Parsons, 2014).

Escala	Sensação Térmica
+3	Muito quente
+2	Quente
+1	Ligeiramente quente
0	Neutro
-1	Ligeiramente frio
-2	Frio
-3	Muito frio

Esta escale é simétrica em relação ao ponto zero, correspondente à neutralidade térmica de uma pessoa. As sensações de calor ou de frio variam do ponto um ao ponto três, consoante a escala seja positiva ou negativa, respetivamente.

O valor do PMV é determinado, em função dos parâmetros ambientais e pessoais, pela equação 2.36 (ISO 7730, 2005; Parsons, 2014):

$$\begin{aligned}
 \text{PMV} = & (0,303 \times e^{-0,036M} + 0,028) \times [(M - W) \\
 & - 3,05 \times 10^{-3} \times \{5733 - 6,99 \times (M - W) - p_a\} - 0,42 \times \{(M - W) - 58,15\} \\
 & - 1,7 \times 10^{-5} \times M \times (5867 - p_a) - 0,0014 \times M \times (34 - t_a) \\
 & - 3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} - f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)]
 \end{aligned} \quad (2.36)$$

Sendo a temperatura da superfície do vestuário,  $t_{cl}$ , determinada pela equação 2.36:

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35,7 - 0,028 \times (M - W) - 0,155 \times I_{cl} \times \\
 & [3,96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} + f_{cl} \times h_c \times (t_{cl} - t_a)]
 \end{aligned} \quad (2.37)$$

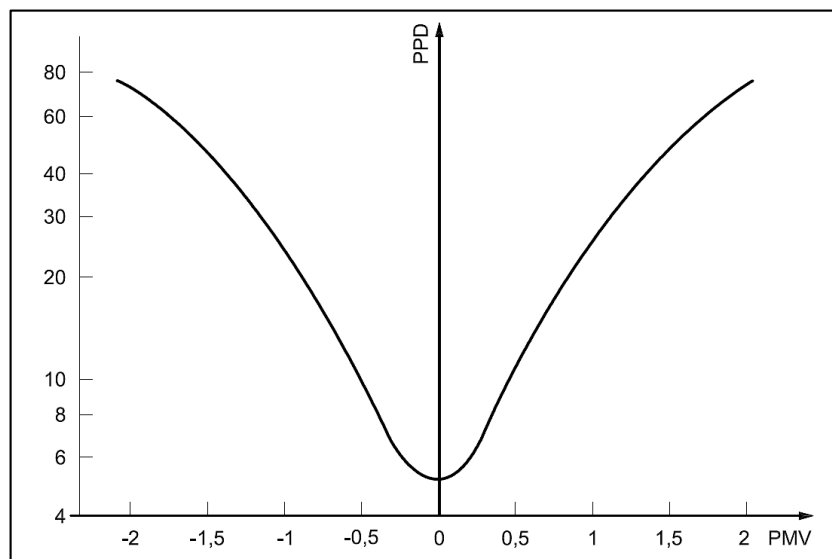
Este índice é indicado para avaliar a sensação de CT do CH em ambiente térmico estacionário. Contudo, pode também ser aplicado, com uma boa aproximação, durante pequenas flutuações de uma ou mais variáveis, desde que sejam aplicadas as médias ponderadas dessas mesmas variáveis (ISO 7730, 2005). Para que a equação 2.36 possa ser aplicada, existem algumas condições que devem ser cumpridas (ver pág. 72), de forma a obter resultados fidedignos com as sensações térmicas relatadas pelas pessoas.

O índice PPD estabelece uma previsão quantitativa da percentagem de pessoas termicamente insatisfeitas, ou seja, consiste na resposta de um grupo de pessoas com desconforto térmico, que manifestam preferência por um ambiente mais quente ou mais frio, votando de acordo com a escala de ST de sete pontos apresentada anteriormente. Este índice

pode ser calculado através da equação 2.38, em função do PMV, ou determinado através da figura 2.19 (ISO 7730, 2005; Parsons, 2014).

$$PPD = 100 - 95 \times e^{(-0,03353 \times PMV^4 - 0,2179 \times PMV^2)} \quad (2.38)$$

Analisando a figura 2.19 é possível verificar que quando o PMV é igual a -2 ou 2 existem cerca de 78 % de pessoas insatisfeitas. Da mesma forma, para uma situação de PMV igual a zero, correspondente à neutralidade térmica de uma pessoa, o índice PPD indica 5 % de pessoas insatisfeitas. Este facto acontece devido às diferenças entre pessoas, mostrando que é impossível obter condições ambientais que agradem simultaneamente todas as pessoas.



**Figura 2.19** – Relação entre os índices PMV e PPD (ISO 7730, 2005).

As equações que serviram de base para Fanger (1970) desenvolver os índices PMV e PPD baseiam-se no equilíbrio térmico do CH. Segundo ASHRAE 55 (2013), para aplicações interiores típicas, o ambiente térmico aceitável para o conforto geral de uma pessoa tem de estar em concordância com os seguintes valores (tabela 2.8):

**Tabela 2.8** – Ambiente térmico aceitável para o CT geral de uma pessoa (adaptado de ASHRAE 55, 2013).

PPD	Gama PMV
< 10	- 0,5 < PMV < +0,5

É importante mencionar que existem outros índices ambientais, nomeadamente: o índice de *stress* por calor, na literatura inglesa *heat stress index* (HSI), o índice de stress térmico, na literatura inglesa *index of thermal stress* (ITS), a taxa de suor requerida, na literatura inglesa *required sweat rate* (SWreq), o índice de arrefecimento pelo vento, na

literatura inglesa *wind chill index* (WCI) e o índice de isolamento requerido pelo vestuário, na literatura inglesa *required clothing insulation index* (IREQ). Estes índices não foram abordados na dissertação, de forma a minimizar a sua extensão. Como referência, fica a informação que é possível encontrar uma boa revisão desta matéria nas obras desenvolvidas por Kerslake (1972) e Parsons (2014).

No Anexo G, pode visualizar-se um historial de alguns dos índices de *stress* térmico propostos ao longo dos anos para avaliar os ambientes térmicos.

## 2.5 - Desconforto Térmico Local

O desconforto térmico pode ser causado pelo arrefecimento ou aquecimento do corpo, como um todo, ou de alguns dos seus segmentos em particular. A inexistência de desconforto térmico local é de tal forma importante, que passou a ser conhecida como a quarta condição necessária para a obtenção de CT. Geralmente, o desconforto térmico local é proveniente de correntes de ar, contudo, as diferenças de temperatura no corpo, o contacto com superfícies quentes ou frias e a assimetria da temperatura radiante são fatores que propiciam o seu aparecimento (Olesen, 1982; ISO 7730, 2005; ASHRAE 55, 2013). As normas ISO 7730 (2005) e ASHRAE 55 (2013) apresentam uma secção dedicada a este tema, contendo informações relevantes para uma melhor compreensão do mesmo. É importante referir, que à medida que a taxa de metabolismo ou o isolamento térmico do vestuário é maior, as pessoas são menos sensíveis termicamente, existindo por isso, uma menor probabilidade de ocorrer desconforto térmico local. As pessoas são mais sensíveis ao desconforto térmico local quando o corpo, como um todo, está mais frio do que neutro e menos sensíveis nos casos em que o corpo, como um todo, está mais quente do que neutro.

A tabela 2.9 especifica a percentagem admissível de pessoas insatisfeitas, para cada uma das fontes de desconforto térmico local, tendo em conta as condições térmicas aceitáveis para a maioria das pessoas [PPD < 10 %]. Os critérios apresentados devem ser cumpridos em simultâneo, tendo por base uma pessoa com uma taxa de metabolismo entre 1 met e 1,3 met e um isolamento térmico do vestuário entre 0,5 clo e 0,7 clo.

**Tabela 2.9** – Percentagem admissível de pessoas insatisfeitas devido ao desconforto térmico local (adaptado de ASHRAE 55, 2013).

Devido às correntes de ar	Devido à diferença de temperatura do ar na vertical	Devido à temperatura da superfície do piso	Devido à assimetria da temperatura radiante
< 20 %	< 5 %	< 10 %	< 5 %

### 2.5.1 - Correntes de Ar

O conceito de correntes de ar, na literatura inglesa *draughts*, foi introduzido por Melikov (1988) para calcular a percentagem de pessoas insatisfeitas devido ao desconforto térmico local causado pela circulação de ar. Este é um problema sério, não só no interior de um edifício, como também em automóveis, autocarros, aviões e comboios. Quando as pessoas sentem correntes de ar, geralmente é necessário aumentar a temperatura do ar ou, em último caso, desligar o sistema de climatização (ASHRAE, 2009). A perceção das correntes de ar depende não só da temperatura, velocidade e turbulência do ar, como também da área do corpo exposta e do estado térmico da pessoa. Uma pessoa com uma ST de calor pode sentir o movimento do ar como uma brisa agradável, no entanto, o mesmo movimento do ar pode provocar um desconforto térmico local, se a pessoa se encontrar com uma ST de frio (Parsons, 2014). A percentagem prevista de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar pode ser calculada através da equação 2.39 (ISO 7730, 2005):

$$DR = (34 - t_{a,l}) \times (\bar{v}_{ar,l} - 0,05)^{0,62} \times (0,37 \times \bar{v}_{ar,l} \times Tu + 3,14) \quad (2.39)$$

Onde:

DR – Percentagem prevista de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar [%];

$t_{a,l}$  – Temperatura do ar local [°C] [Entre 20 °C e 26 °C];

$\bar{v}_{a,l}$  – Velocidade média do ar local [m/s] [Entre 0,05 m/s e 0,5 m/s]. No caso da velocidade média do ar local ser inferior a 0,05 m/s, então utiliza-se  $\bar{v}_{ar,l} = 0,05$  m/s;

$Tu$  – Turbulência do ar local [%] [Entre 10 % e 60 %]. Quando não é conhecida a percentagem de turbulência do ar local, considera-se o valor de 40 %.

Para os casos em que  $DR > 100$  % utiliza-se  $DR = 100$  %.

Para um ambiente confortável, o valor limite de insatisfeitos é de 20 %, no entanto, podem obter-se valores mais elevados durante situações transientes, de aquecimento ou de arrefecimento, onde a principal preocupação é alcançar um ambiente térmico confortável, o mais rapidamente possível.

### 2.5.2 - Diferença de Temperatura do Ar na Vertical

Considerando a variação da temperatura do ar ao longo de um espaço e tendo em conta que o ar quente sobe, devido à sua menor densidade, a temperatura do ar ao nível da cabeça de uma pessoa tende a ser superior à existente ao nível dos seus pés. Isto acontece

especialmente em espaços pequenos, como no interior de um HA. Nos casos em que existe um grande gradiente de temperatura, é habitual verificar-se desconforto na cabeça, devido a uma sensação de calor e desconforto nos pés, devido a uma sensação de frio. Importa referir, que embora aconteçam situações de desconforto localizado, é possível que o corpo, como um todo, possa encontrar-se em neutralidade térmica (Parsons, 2014). A percentagem de insatisfeitos pode ser obtida através da equação 2.40 (ISO 7730, 2005):

$$PD = \frac{100}{1 + e^{(5,76 - 0,856 \times \Delta t_{a,v})}} \quad (2.40)$$

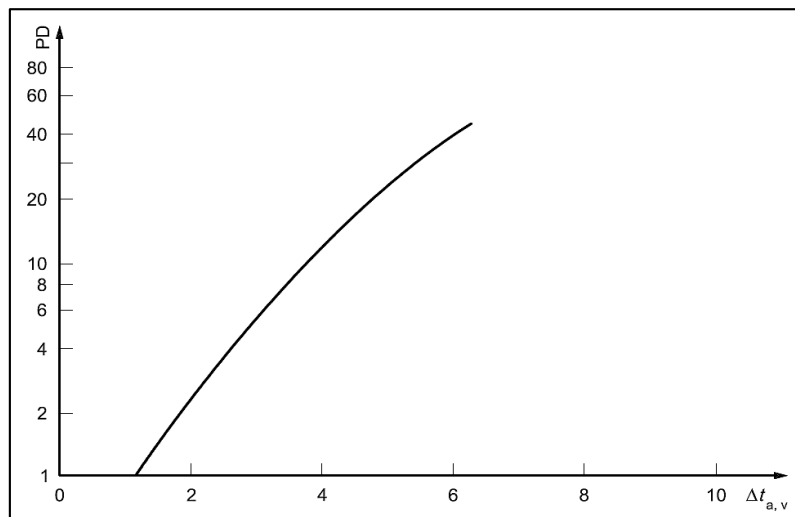
Onde:

PD – Percentagem de insatisfeitos [%];

$\Delta t_{a,v}$  – Diferença de temperatura do ar, no sentido vertical, entre a cabeça e os pés [°C].

Contudo, é importante mencionar que esta equação deve ser utilizada apenas para  $\Delta t_{a,v} < 8$  °C.

A figura 2.20 mostra a percentagem de insatisfeitos devido à diferença de temperatura do ar, no sentido vertical, para pessoas com atividade sedentária.



**Figura 2.20** – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a diferença de temperatura do ar, no sentido vertical, entre a cabeça e os pés de uma pessoa (ISO 7730, 2005).

A diferença admissível na temperatura do ar, no sentido vertical, entre a cabeça de uma pessoa e os seus pés, pode ser visualizada na tabela 2.10.

**Tabela 2.10** – Diferença admissível entre as temperaturas medidas ao nível da cabeça e ao nível dos pés (adaptado de ASHRAE 55, 2013).

Diferença de temperatura do ar, no sentido vertical [°C]
< 3 °C

### 2.5.3 - Temperatura da Superfície do Piso

Geralmente, o desconforto térmico causado pelo toque é muito reduzido, devido ao uso de vestuário e de sapatos que proporcionam um isolamento térmico, variável de acordo com os seus materiais. Todavia, nos casos em que o piso é muito quente ou muito frio, uma pessoa descalça pode sentir-se desconfortável, devido à sensação térmica dos pés. Para pessoas sentadas ou deitadas no chão, a percentagem de insatisfeitos pode ser determinada através da equação 2.41 (ISO 7730, 2005):

$$PD = 100 - 94 \times e^{(-1,387 + 0,118 \times t_f - 0,0025 \times t_f^2)} \quad (2.41)$$

Onde:

PD – Percentagem de insatisfeitos [%];

$t_f$  – Temperatura do piso [°C].

Todavia, é importante referir que esta equação não é válida para sistemas de piso radiante.

A figura 2.21 mostra a percentagem de insatisfeitos, em função da temperatura do piso, baseada nos estudos efetuados a pessoas com atividade sedentária.

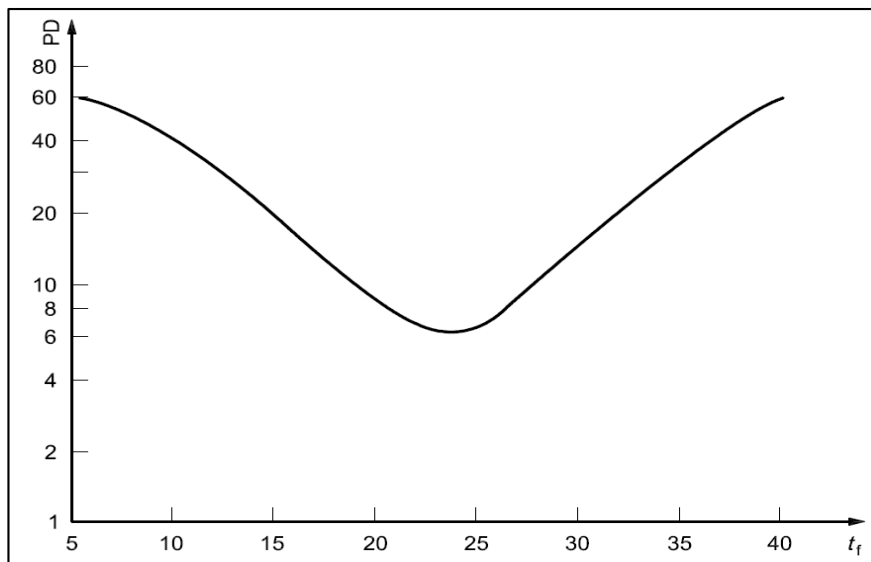


Figura 2.21 – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a temperatura do piso (ISO 7730, 2005).

## 2.5.4 - Assimetria da Temperatura Radiante

Geralmente, todos os ambientes térmicos têm um campo de radiação térmica assimétrica. Quando essa assimetria é grande, pode causar desconforto local e reduzir a aceitabilidade térmica do espaço. Por outro lado, o efeito de assimetria da radiação térmica será reduzido se o ambiente for termicamente neutro. Estudos realizados nesta área demonstraram que a quantidade de pessoas insatisfeitas aumenta à medida que se acentua a assimetria e que as pessoas respondem de forma diferenciada, de acordo com a fonte que causa essa assimetria (ver figura 2.21) (ISO 7730, 2005; Parsons, 2014). Onde:

PD – Percentagem de insatisfeitos [%];

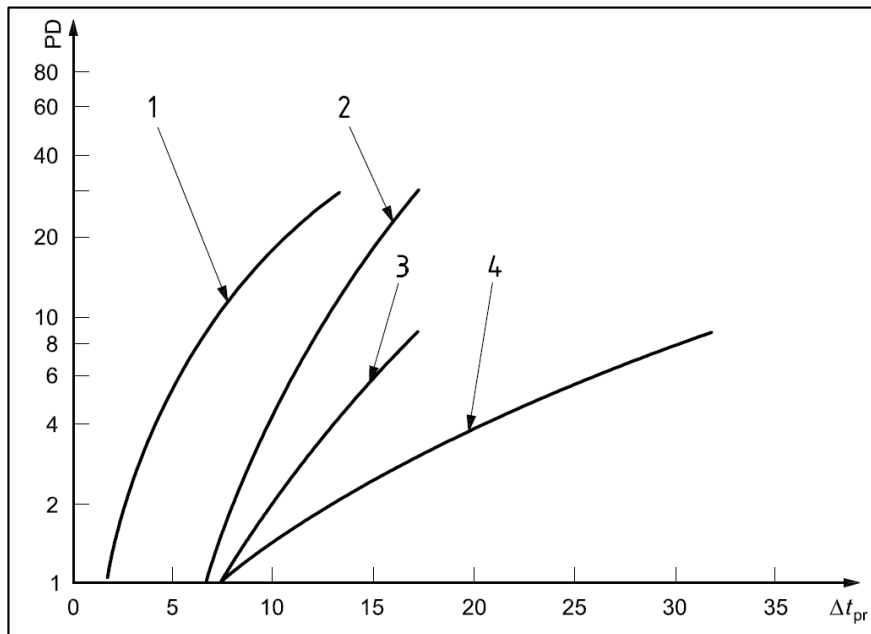
$\Delta t_{pr}$  – Assimetria da temperatura radiante [°C];

1 – Teto quente;

2 – Parede fria;

3 – Teto frio;

4 – Parede quente.



**Figura 2.22** – Percentagem de insatisfeitos de acordo com a assimetria da temperatura radiante (ISO 7730, 2005).

## 2.6 - Normalização Sobre o Conforto Térmico

As principais normas sobre o CT foram elaboradas pela Organização Internacional de Normalização, na literatura inglesa *International Organization of Standardization* (ISO) e pela Associação Americana dos Engenheiros do Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração, na literatura inglesa *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers* (ASHRAE). Essas normas foram estabelecidas como métodos práticos para avaliar o CT e o *stress* térmico, em ambientes interiores e exteriores. Segundo Olesen & Parsons (2002), o desenvolvimento de uma norma prevê três aspetos fundamentais: a validade, a fiabilidade e a praticabilidade.

Com base nos estudos desenvolvidos nas últimas décadas, surgiram várias normas relevantes nesta área, nomeadamente: a ISO 10551 (1995), a ISO 11399 (1995), a ISO 7726 (1998), a ISO 9886 (2004), a ISO 8996 (2004), a ISO 7730 (2005), a ISO 14505 (2006, 2007), a ISO 9920 (2007) e a ASHRAE 55 (2013).

### 2.6.1 - ISO 10551: Ergonomia do Ambiente Térmico – Avaliação da Influência do Ambiente Térmico Utilizando Escalas de Julgamento Subjetivo

A norma ISO 10551 (1995) tem como objetivo apresentar informações que permitam construir e utilizar escalas de julgamento [escalas de percepção térmica, de CT, de preferência térmica, de aceitabilidade e de tolerância], de modo a obter dados fiáveis e comparáveis sobre os aspetos subjetivos de CT ou de *stress* térmico. Por conseguinte, esta norma apresenta os princípios e as metodologias que estão por detrás da construção e do uso de escalas subjetivas, indicando alguns exemplos que podem ser utilizados para avaliar o ambiente térmico (ver tabela 2.11) (ISO 10551, 1995; Parsons, 2014).

**Tabela 2.11** – Escalas subjetivas consideradas na norma ISO 10551 (adaptado de Parsons, 2014).

<b>Julgamento</b>	<b>Exemplo</b>	<b>Relacionadas com</b>
Sensitivo	Como te sentes agora? [e.g. com calor]	A pessoa
Emotivo	Como te encontras? [e.g. confortável]	A temperatura
Preferência térmica	Como preferes estar? [e.g. mais quente]	O estado
Aceitação pessoal	O ambiente é aceitável/inaceitável?	O Ambiente
Tolerância pessoal	O ambiente é tolerável?	O Ambiente

### **2.6.2 - ISO 11399: Ergonomia do Ambiente Térmico – Princípios e Aplicações de Normas Internacionais Relevantes**

A norma ISO 11399 (1995) apresenta informações básicas para um uso correto, eficaz e prático das normas internacionais existentes acerca da ergonomia do ambiente térmico. Assim, é feita a descrição dos princípios que estão na base de cada uma delas e que as caracterizam, bem como de que forma como podem ser utilizadas em conjunto, o que permite uma melhor seleção e aplicação das normas (ISO 11399, 1995).

Presentemente, a revisão desta norma está numa fase inicial de desenvolvimento, todavia a proposta atual visa:

- Manter o mesmo formato da norma vigente;
- Atualizar a presente norma, de forma a incluir novas normas que englobem toda a área da ergonomia do ambiente físico e não apenas do ambiente térmico (Parsons, 2014).

### **2.6.3 - ISO 7726: Ergonomia do Ambiente Térmico – Instrumentos e Métodos para Medição de Grandezas Físicas**

A norma ISO 7726 (1998) tem como objetivos definir os parâmetros principais e os parâmetros derivados. Além disso, também especifica as características mínimas dos instrumentos de medição das grandezas físicas que caracterizam um ambiente, bem como os respetivos métodos de medição. Apesar de não estabelecer um índice global de conforto ou de *stress* térmico, esta norma standardiza o processo de aquisição de dados que levam à determinação desses índices. Esta norma não standardiza nenhum instrumento em particular, apenas estabelece as especificações, podendo servir como referência para os fabricantes e utilizadores de equipamentos de medição dos parâmetros ambientais. A ISO 7726 é aplicável em ambientes quentes, moderados, confortáveis ou frios. É importante destacar que qualquer instrumento de medição que cumpra a precisão mínima indicada nesta norma, é considerado como adequado para utilização. As especificações e métodos contidos nesta norma estão divididos em duas classes, de acordo com o ambiente térmico a avaliar (ISO 7726, 1998):

- Especificações e métodos do tipo C, indicados para medições efetuadas em ambientes moderados, próximos das condições de conforto;
- Especificações e métodos do tipo S, indicados para medições efetuadas em ambientes extremos, sujeitos a *stress* térmico.

#### **2.6.4 - ISO 9886: Ergonomia – Avaliação do *Stress* Térmico Através de Medições Fisiológicas**

Em ambientes extremos, pode ser necessário medir o *stress* fisiológico em pessoas expostas a um ambiente térmico, perante determinadas condições. A norma ISO 9886 (2004) descreve os métodos que devem ser utilizados para medir e interpretar a temperatura corporal, a temperatura da pele, a frequência cardíaca e a perda de massa corporal. Para cada uma dessas medições, a norma apresenta uma descrição geral, o método de medição e os elementos de apoio à interpretação dos resultados (ISO 9886, 2004; Parsons, 2014).

#### **2.6.5 - ISO 8996: Ergonomia do Ambiente Térmico – Determinação da Taxa de Metabolismo**

Uma vez que a taxa de metabolismo é um parâmetro importante para a determinação do conforto e do *stress* resultantes da exposição a um ambiente térmico, a norma ISO 8996 (2004) especifica vários métodos para determinar a taxa de metabolismo, no contexto da ergonomia do ambiente térmico no local de trabalho. Todavia, também pode ser utilizada para outro tipo de aplicações. Os dados, as estimativas e as tabelas presentes nesta norma dizem respeito a uma pessoa ‘média’ (ISO 8996, 2004):

- Homens de 30 anos, com um peso de 70 kg e 1,75 m de altura [área de superfície corporal de 1,8 m<sup>2</sup>];
- Mulheres de 30 anos, com um peso de 60 kg e 1,70 m de altura [área de superfície corporal de 1,6 m<sup>2</sup>].

Assim, para uma população específica e com outras características, nomeadamente crianças ou idosos, os utilizadores devem efetuar as devidas correções.

#### **2.6.6 - ISO 7730: Ergonomia do Ambiente Térmico – Determinação Analítica e Interpretação do Conforto Térmico Utilizando o Cálculo dos Índices PMV e PPD e os Critérios de Conforto Térmico Local**

A norma ISO 7730 (2005) baseia-se nos modelos PMV e PPD propostos por (Fanger, 1970), tendo como objetivos (ISO 7730, 2005):

- Apresentar um método de cálculo da ST e do grau de desconforto das pessoas expostas a um ambiente térmico moderado;

- Especificar as condições térmicas consideradas aceitáveis para o CT geral, bem como as condições que representam o desconforto local.

A determinação dos índices PMV e PPD é efetuada de acordo com as equações 2.35 e 2.37, respetivamente. Contudo, recomenda-se a utilização do índice PMV apenas quando este se encontra compreendido entre -2 e +2 e quando os seis parâmetros principais estão dentro dos seguintes intervalos:

$$M = 46 \text{ W/m}^2 \text{ a } 232 \text{ W/m}^2 [0,8 \text{ met a } 4 \text{ met}];$$

$$I_{cl} = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} \text{ a } 0,310 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W} [0 \text{ clo a } 2 \text{ clo}];$$

$$t_a = 10 \text{ °C} \text{ a } 30 \text{ °C};$$

$$\bar{t}_r = 10 \text{ °C} \text{ a } 40 \text{ °C};$$

$$v_{ar} = 0 \text{ m/s} \text{ a } 1 \text{ m/s};$$

$p_a = 0 \text{ Pa}$  a  $2700 \text{ Pa}$ . Dentro deste intervalo, é recomendado uma humidade relativa compreendida entre os 30 % e os 70 %.

Segundo a norma ISO 7730 (2005), o ambiente térmico é aceitável se:

- O valor do PMV estiver compreendido entre -0,5 e +0,5, ou seja, se o PPD < 10 %;  
- Para atividades leves,  $M = 70 \text{ W/m}^2$ , a temperatura operativa estiver compreendida entre os 20 °C e os 24 °C [ $22 \text{ °C} \pm 2 \text{ °C}$ ], para as condições de inverno, ou entre os 23 °C e os 26 °C [ $24,5 \text{ °C} \pm 1,5 \text{ °C}$ ], para as condições de verão;

- Para atividades leves,  $M = 70 \text{ W/m}^2$ , a velocidade média do ar, para as condições de inverno, for inferior a 0,16 m/s ou, para as condições de verão, for inferior a 0,19 m/s;

- A percentagem de insatisfeitos devido às correntes de ar for inferior a 20 %;

- Existir uma diferença inferior a 3 °C entre a temperatura do ar medida ao nível da cabeça da pessoa [1,10 m do solo, para pessoas sentadas] e a temperatura do ar medida ao nível dos seus tornozelos [0,10 m do solo];

- A temperatura da superfície do piso estiver compreendida entre os 19 °C e os 29 °C;

- A assimetria da temperatura radiante causada por teto frio ou por teto quente for inferior a 14 °C ou inferior a 5 °C, respetivamente;

- A assimetria da temperatura radiante causada por parede fria ou por parede quente for inferior a 10 °C ou inferior a 23 °C, respetivamente.

Para além destes requisitos, esta versão da norma também apresenta:

- Informações relevantes acerca do desconforto localizado;

- Informações relevantes acerca da aplicabilidade da norma em ambientes térmicos com condições de estado transiente.

### **2.6.7 - ISO 14505: Ergonomia do Ambiente Térmico – Avaliação de Ambientes Térmicos em Veículos**

Grande parte do conteúdo da norma ISO 14505, deriva dos programas de investigação para a avaliação do ambiente térmico no interior de veículos [EQUIV e AUTOGLAZE]. A presente norma é composta por três partes (Parsons, 2014):

- Parte 1, onde são descritos os princípios e métodos de avaliação de *stress* térmico. Esta parte da norma apresenta as diretrizes para avaliar o *stress* térmico no interior de veículos, em condições de estado estacionário, apresentando informações sobre a avaliação de ambientes térmicos quentes, frios e moderados. Para isso, refere-se a vários métodos, baseados em normas internacionais e especifica as restrições e adaptações necessárias para avaliar o ambiente no interior de um veículo;

- Parte 2, onde se descreve como determinar a temperatura equivalente. Esta parte da norma apresenta as diretrizes para avaliar as condições térmicas no interior de um veículo ou de outros espaços confinados, com condições climáticas assimétricas;

- Parte 3, onde se apresenta um método para avaliar o CT, baseado em respostas pessoais. Esta parte da norma determina se o ambiente no interior de um veículo pode ser considerado como confortável ou não. Para isso, apresenta as diretrizes para avaliar o conforto no interior de um veículo, utilizando julgamentos subjetivos. A sua aplicação não está restrita a nenhum tipo de veículo em particular e é também aplicável às avaliações de laboratório e de campo. O método proposto permite determinar as condições que proporcionam CT para as pessoas, podendo ser utilizado pelos fabricantes na avaliação e no desenvolvimento dos seus veículos.

### **2.6.8 - ISO 9920: Ergonomia do Ambiente Térmico – Estimativa do Isolamento Térmico e da Resistência ao Vapor de Água de um Conjunto de Peças de Vestuário**

A norma ISO 9920 (2007) tem como objetivo especificar os métodos a utilizar para estimar as características térmicas do vestuário [resistência à perda de calor sensível e à perda de calor por evaporação], em condições de estado estacionário. Para isso, recorre aos valores já conhecidos para determinados têxteis e peças de vestuários. Assim, a presente norma examina a influência do movimento do corpo e a penetração do ar sobre o isolamento

térmico do vestuário, bem como a sua resistência ao vapor de água. Contudo, é importante referir que esta norma não tem em consideração alguns aspetos, tais como:

- Outras propriedades do vestuário, como a adsorção de água ou o conforto tátil;
- A influência da chuva e da neve sobre as características térmicas;
- O isolamento específico em determinadas partes do corpo e o desconforto provocado pela assimetria no uso de peças de vestuário.

### **2.6.9 - ASHRAE Standard 55: Condições Ambientais Térmicas Para Ocupação Humana**

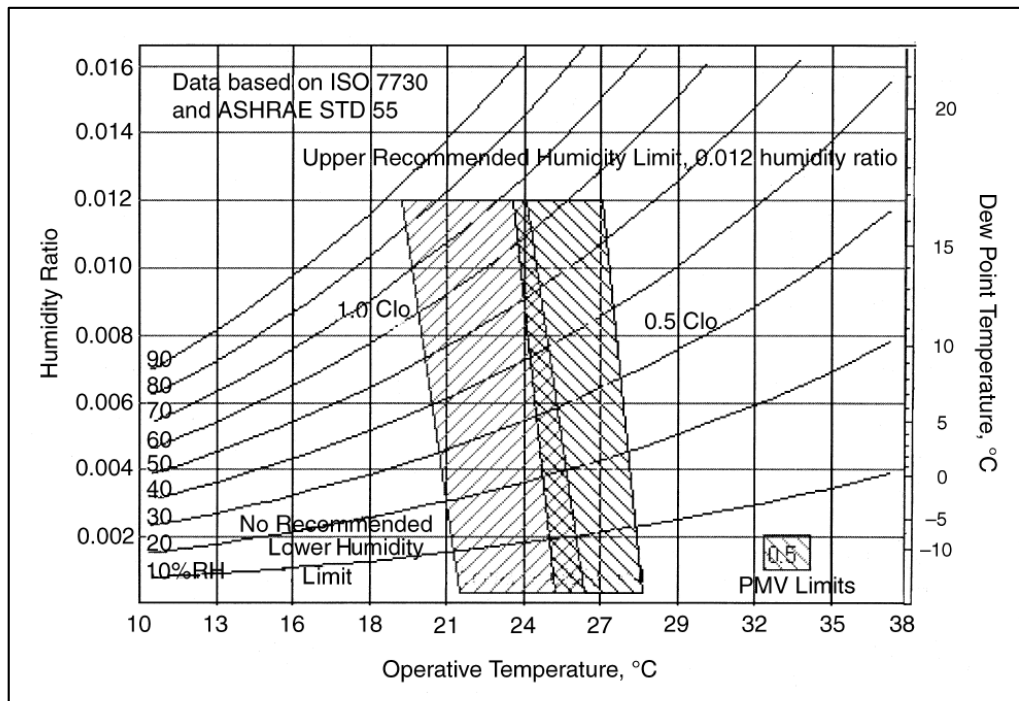
A norma ASHRAE 55 (2013) tem como objetivo especificar as combinações dos parâmetros ambientais e pessoais que produzem, em espaços internos, condições ambientais térmicas aceitáveis para a maioria das pessoas. Os parâmetros ambientais abordados por esta norma são: a temperatura do ar, a temperatura radiante, a velocidade do ar e a humidade. Já os parâmetros pessoais são: a taxa de metabolismo e o isolamento térmico do vestuário. Todos estes parâmetros podem variar no tempo, contudo, esta norma define o conceito de CT apenas para um estado de equilíbrio. Ou seja, uma pessoa que entre num espaço novo, que cumpra os requisitos desta norma, não pode encontrar imediatamente as condições de CT, sendo necessário um período superior a 15 minutos. É importante mencionar que esta norma não contempla outros fatores importantes como a qualidade do ar, a iluminação e outros fatores que podem afetar o conforto ou a saúde das pessoas.

Nesta norma estão presentes três métodos distintos para determinar as condições térmicas aceitáveis em espaços ocupados, designadamente:

- Método gráfico, aplicável em ambientes interiores onde a velocidade do ar seja inferior a 0,20 m/s. A utilização deste método pressupõe que as pessoas tenham uma taxa de metabolismo entre 1 met e 1,3 met e um isolamento térmico do vestuário entre 0,5 clo e 1 clo (ver figura 2.23). Contudo, em determinadas circunstâncias e de forma a aumentar o limite da temperatura operativa, a velocidade do ar pode ser superior a 0,20 m/s. Todavia, é necessário proceder aos ajustes e critérios presentes nesta norma;

- Método computacional, aplicável a ambientes interiores onde a velocidade do ar seja inferior a 0,20 m/s. A utilização deste método pressupõe que as pessoas tenham uma taxa de metabolismo entre 1 met e 2 met e um isolamento térmico do vestuário inferior a 1,5 clo. Neste método, são apresentadas as diretrizes para o cálculo dos índices PMV e PPD;

- Método opcional, aplicável a espaços com ventilação natural e controlados por parte do utilizador, ou seja, espaços onde as condições térmicas são reguladas pelas pessoas através da abertura ou fecho de janelas. A utilização deste método pressupõe que as pessoas tenham uma taxa de metabolismo entre 1 met e 1,3 met, podendo adaptar livremente o tipo de vestuário às condições térmicas existentes. Neste método, a temperatura média predominante do ar externo deve estar compreendida entre 10 °C e 33,5 °C.



**Figura 2.23** – Método gráfico da zona de conforto, para espaços que cumpram os critérios especificados anteriormente (ASHRAE 55, 2013).

É importante referir que existem outras normas que estão relacionadas com o CT, nomeadamente: a ISO 7243 (1982), a ISO 13731 (2001), a ISO 7933 (2004), a ISO 13732-1 (2006) e a ISO 11079 (2007). De forma a não estender em demasia esta dissertação, estas normas não foram apresentadas, contudo, é possível encontrar um bom resumo das normas existentes acerca do CT em Parsons (2014).

No Anexo H, podem visualizar-se as normas ISO publicadas para avaliar a resposta humana ao ambiente térmico.

# Capítulo 3

## Simulação Numérica CFD

Ao longo deste capítulo são abordados os tópicos relacionados com a componente de simulação numérica. Inicialmente, é feita uma introdução às potencialidades do *software* CFD e aos possíveis erros resultantes de uma utilização incorreta. Em seguida, são apresentadas as várias etapas necessárias para conceber o habitáculo automóvel, destacando as seis etapas principais. Posteriormente, são apresentadas as condições definidas para a realização dos estudos, nomeadamente: o tipo de análise, o fluido considerado, as condições ambientais iniciais, as dimensões do domínio computacional, o tamanho da malha e as condições de fronteira. Tendo em conta que os resultados obtidos inicialmente foram pouco credíveis, houve a necessidade de ajustar as características do HA, designadamente: as espessuras da estrutura e do para-brisas, as propriedades dos materiais utilizados e os detalhes do conjunto do habitáculo automóvel. Assim, de forma a facilitar o entendimento das alterações realizadas, foi efetuado um histórico de simulações. De seguida, são apresentados os estudos realizados no interior do habitáculo automóvel, onde se verifica de que forma a radiação solar influencia o ambiente térmico no seu interior e, conseqüentemente, o conforto térmico dos seus ocupantes.



### 3.1 - Introdução

A tecnologia faz parte da evolução e da vida do ser humano, de tal forma que, atualmente, o seu uso torna-se imprescindível. A crescente competitividade empresarial obrigou ao desenvolvimento de projetos num curto espaço de tempo, sem que a qualidade possa ser descurada. A necessidade de responder, rapidamente e com qualidade, às exigências do mercado é um desafio cada vez mais difícil de superar. Neste âmbito, o *software* de engenharia assistida por computador, na literatura inglesa *computer aided engineering* (CAE) surge como uma ferramenta fundamental para auxiliar as tarefas de engenharia, possibilitando a resolução de problemas outrora impossíveis de solucionar. O principal objetivo deste *software* é detetar falhas durante a fase inicial do projeto, possibilitando o desenvolvimento de soluções otimizadas para as várias indústrias. É neste contexto que surge o *software* de CFD, permitindo a análise do escoamento de fluido e dos processos de transferência de calor. Neste momento, verifica-se um aumento do uso de programas CFD, uma vez que se apresentam, cada vez mais, como uma solução viável para simular e analisar escoamentos, quer tenham um regime estacionário ou transiente. O facto desta técnica de simulação permitir uma otimização constante antes do desenvolvimento do produto final, torna possível reduzir, significativamente, o tempo e os custos necessários para realizar o projeto de um veículo.

Hoje em dia, a maioria dos fabricantes de automóveis já recorre a este tipo de *software* para otimizar o sistema de climatização dos seus veículos. Um exemplo disso é a aplicação de sistemas cada vez mais complexos, com duas, três ou quatro zonas de climatização distintas, possibilitando a regulação da velocidade de ventilação e da temperatura do ar de uma forma independente.

Segundo Teixeira *et al.* (2014), apesar das simulações numéricas terem uma grande utilidade, as soluções obtidas são sempre uma aproximação da realidade, devido à validade do modelo matemático e aos erros de aproximação inerentes aos métodos numéricos.

Na validade do modelo matemático podem incluir-se:

- Uma utilização incorreta do *software* de CFD, do qual não se pode dissociar o conhecimento das teorias e dos fundamentos inerentes ao estudo desenvolvido;
- As pressuposições erradas na definição das condições de fronteira, das propriedades dos materiais e dos modelos de turbulência;
- O erro metodológico na abordagem ao problema, ou seja, adotar erroneamente uma análise estática ao invés de uma análise transiente ou vice-versa.

Por outro lado, os erros de aproximação acontecem devido à discretização do domínio, ou seja, da malha (ver pág. 85). É importante refinar a malha nas zonas mais suscetíveis ao surgimento de problemas, como forma de diminuir as imprecisões numéricas.

Assim, é de extrema importância diminuir estes erros durante uma análise em CFD, de forma a obter resultados credíveis e em concordância com o problema simulado.

## 3.2 - Conceção do Habitáculo Automóvel

Antes de efetuar a simulação numérica, foi necessário construir a estrutura de um HA em *software* de desenho assistido por computador, na literatura inglesa *computer aided design* (CAD). O *software* selecionado foi o *SolidWorks* devido à sua simplicidade de utilização e ao facto de possibilitar o desenvolvimento contínuo do estudo em CFD através do *SolidWorks Flow Simulation* (SFS). Além disso, o SFS apresenta um módulo específico de AVAC que inclui recursos adicionais na análise da radiação e do CT, sendo esse módulo o motivo da utilização do SFS. O facto do *SolidWorks* ser adotado pelo ISEL para as aulas de CAD permitiu obter, com maior facilidade, uma licença para a utilização do programa.

A estrutura do HA foi baseada nas dimensões de um automóvel com carroçaria *coupé*<sup>19</sup>, contudo, foram feitas algumas adaptações de forma a simplificar a sua geometria, o que permitiu diminuir o tempo de cálculo da simulação.

A conceção do HA foi dividida em seis etapas principais:

- Medição das dimensões do automóvel modelo;
- Planeamento da estratégia de modelação;
- Construção da estrutura do HA no *SolidWorks* (ver figura 3.1);
- Análise e correção da geometria do HA;
- Construção dos restantes componentes do HA no *SolidWorks*;
- Efetuar a montagem do conjunto do HA (ver figura 3.2).

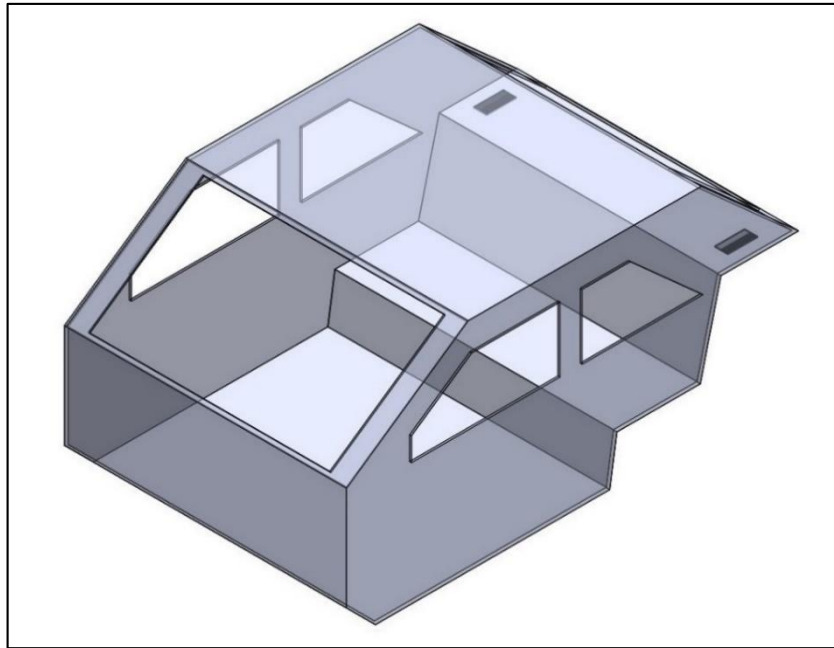
Além destas etapas, o modelo desenvolvido incorpora algumas características importantes na área da modelação, tais como:

- Uma estrutura de trabalho organizada, permitindo um trabalho ‘limpo’ e de fácil acesso a cada um dos itens criados;

- Uma estrutura flexível, de forma a possibilitar alterações rápidas, diminuindo a probabilidade de ocorrerem colapsos do modelo ou de gerar erros de *software*.

---

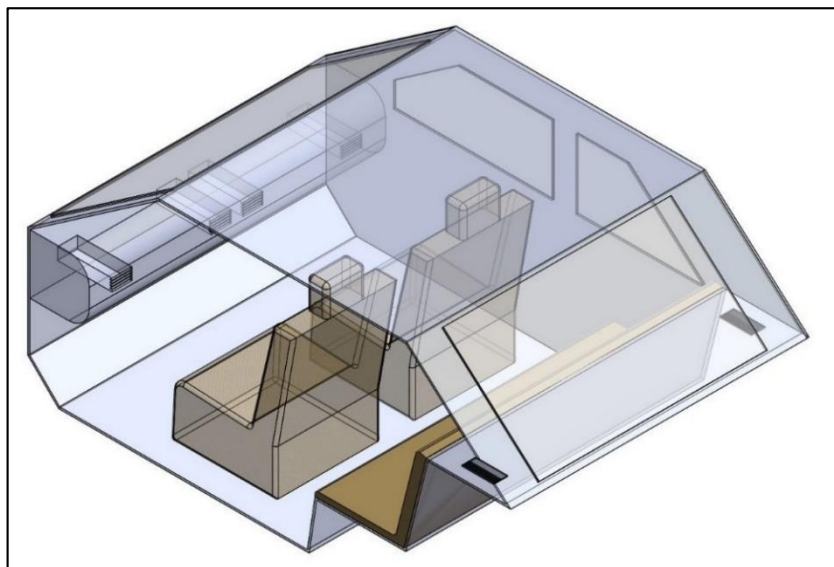
<sup>19</sup> Automóvel de duas portas com tejadilho fixo e com um volume limitado na parte de trás do habitáculo automóvel.



**Figura 3.1** – Geometria da estrutura do habitáculo automóvel.

Após a construção da estrutura do habitáculo automóvel, foram criados os componentes em falta, nomeadamente: os vidros, os assentos e o *tablier*. Para tornar a simulação menos exigente a nível dos recursos computacionais, a estrutura e os componentes do HA assumiram uma forma simplificada, sendo apresentados, propositadamente, com poucos detalhes.

A insuflação de ar foi efetuada, na direção horizontal, através de quatro difusores posicionados no *tablier*. Em contrapartida, a extração de ar foi efetuada, na direção vertical, através das grelhas localizadas na parte traseira do HA.



**Figura 3.2** – Montagem dos elementos que constituem o habitáculo automóvel.

Os desenhos técnicos do HA e dos seus componentes podem ser visualizados com maior detalhe no Anexo I.

### 3.3 - Simulação Numérica no Interior do Habitáculo Automóvel

De acordo com o manual SolidWorks (2014), este programa é utilizado como ferramenta de apoio ao projeto, uma vez que permite definir novas soluções durante a fase de desenvolvimento de um produto. Embora apresente menos opções do que outros programas de CFD, o SFS permite a resolução dos problemas em computadores pessoais, isto é, com menores recursos tecnológicos. No entanto, devido à sua otimização na área da mecânica de fluidos, apresenta bons resultados, mesmo em problemas mais complexos.

Segundo Dias *et al.* (2010), para o método dos elementos finitos o estudo dos problemas de simulação numérica tem três fases distintas:

- O pré-processamento, onde se constrói o modelo a estudar e se definem as condições a que o mesmo será sujeito;
- A análise, onde se realiza a análise numérica e, conseqüentemente se obtêm os seus resultados;
- O pós-processamento, onde se apresentam os resultados obtidos, recorrendo a gráficos ou tabelas para simplificar a sua interpretação.

#### 3.3.1 - Equações *Favre-Averaged Navier-Stokes*

Para resolver os problemas da área de mecânica de fluidos, o SFS resolve as equações de *Navier-Stokes*<sup>20</sup> obtidas por princípios básicos da conservação da massa, do momento linear e da energia. Ao resolver estas equações, obtém-se a distribuição de pressão, de velocidade e de temperatura ao longo do domínio computacional. Tendo em conta que no âmbito da engenharia a maioria dos escoamentos de fluidos são turbulentos, o SFS foi desenvolvido, essencialmente, para simular e estudar esses casos. Para isso, utiliza as equações *Favre-averaged Navier-Stokes*, nas quais são considerados os efeitos da média de tempo da turbulência do escoamento sobre os parâmetros do escoamento. Através deste procedimento, aparecem nas equações termos adicionais conhecidos por tensões de *Reynolds*. Para resolver este sistema de equações, o SFS recorre a um dos modelos de

---

<sup>20</sup> Equações diferenciais que descrevem o escoamento de fluidos.

turbulência mais utilizados, o modelo de turbulência  $\kappa\text{-}\epsilon$  [*two-Equations Model*]. Este modelo baseia-se nas equações de transporte para a energia cinética turbulenta [ $\kappa$ ] e na sua taxa de dissipação [ $\epsilon$ ] (SolidWorks, 2014).

### 3.3.2 - Definição de Condições

Depois de serem corrigidas ‘as anomalias’ que foram surgindo, ao longo da montagem dos diversos elementos do HA, criou-se um projeto de simulação de escoamento de ar. O propósito foi simular, sob condições típicas de verão, o funcionamento do sistema de climatização no interior de um automóvel [arrefecimento do HA]. Para isso, foram definidas as condições necessárias para a realização dos estudos (ver figura 3.3).

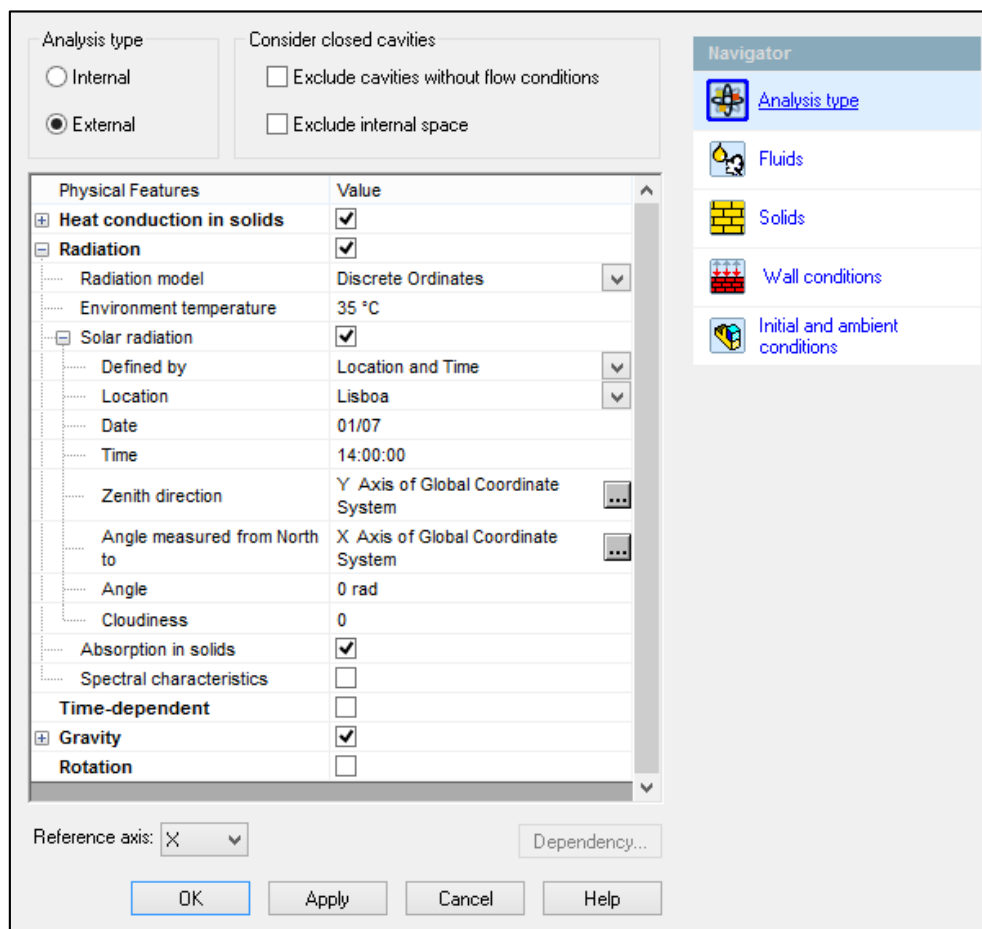


Figura 3.3 – Definição das condições gerais da simulação para o estudo 1.

Esta fase é muito importante para os resultados obtidos, uma vez que os elementos definidos têm uma grande relevância para o cálculo computacional e, consequentemente para o tempo de simulação. Assim, foi necessário definir:

- O tipo de análise. Nesta secção é importante determinar as características físicas a considerar, nomeadamente a condução de calor em sólidos, a radiação e a força gravitacional. Para as simulações numéricas realizadas com influência da radiação solar é importante destacar a temperatura definida para o ambiente [35 °C], a data [01/07], o horário [14h00m] e a localização [Lisboa]. Apesar de esta localização não estar predefinida no SFS, foi possível introduzi-la através das suas coordenadas geográficas. Estas características foram escolhidas com o objetivo de determinar as condições de insuflação de ar necessárias para o arrefecimento do HA perante uma condição de verão;

- O fluido a considerar. Atendendo aos objetivos do estudo foi selecionado o ar;

- O material para a estrutura do HA e para os seus componentes, designadamente: o *tablier*, os bancos e os vidros (ver pág. 91);

- As condições de fronteira, indicando as condições de entrada e de saída do fluido (ver pág. 87);

- Os objetivos a alcançar durante a simulação numérica, bem como os parâmetros físicos a considerar, sendo estes especificados pelo usuário;

Além destas condições iniciais é importante também definir, na secção dos resultados, quais os elementos que se pretende obter, nomeadamente:

- A representação das secções, resultantes dos cortes efetuados por um plano no HA;

- A representação das superfícies;

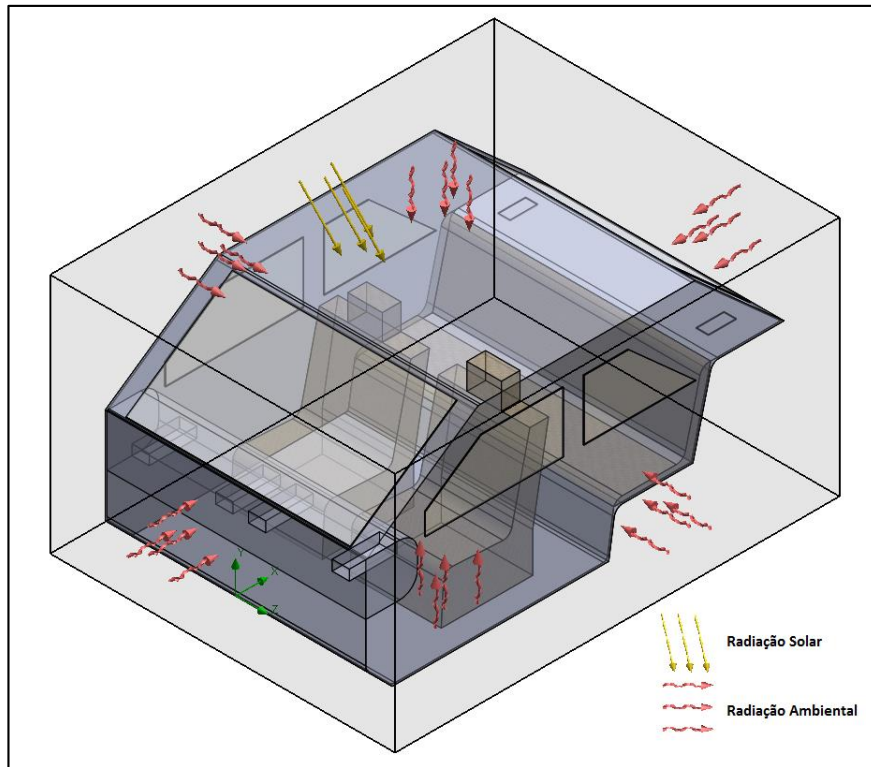
- Os parâmetros de um determinado ponto, superfície ou volume.

### ***Domínio Computacional***

O domínio computacional é um volume que envolve o modelo a estudar, onde são realizados os cálculos das características do escoamento e da transferência de calor. Apresenta a forma de um paralelepípedo retangular (ver figura 3.4), sendo os seus limites definidos pelo utilizador (ver tabela 3.1).

**Tabela 3.1** – Tamanho definido para o domínio computacional utilizado.

	<b>Mínimo</b>	<b>Máximo</b>
<b>X</b>	- 0,075 m	2,500 m
<b>Y</b>	- 0,250 m	1,150 m
<b>Z</b>	- 1,000 m	1,000 m



**Figura 3.4** – Domínio computacional utilizado no estudo, com representação da radiação solar e da radiação ambiental.

### ***Geração da Malha***

De forma a resolver os projetos no domínio da engenharia, o SFS utiliza o método dos elementos finitos, na literatura inglesa *finite element method* (FEM). Depois de definido o domínio computacional, o SFS subdivide-o em pequenos elementos que são conectados entre si utilizando nós. O SFS considera o HA como uma rede de elementos discretos interconectados, prevendo o comportamento do modelo de acordo com as informações de todos os seus elementos (SolidWorks, 2014). Tal como foi dito anteriormente, a geração da malha é um processo importante na análise do projeto, uma vez que pode introduzir erros de cálculo. Todavia, é preciso salientar que o tamanho dos elementos da malha influencia a precisão dos resultados obtidos e, conseqüentemente o tempo de simulação. Tendo em conta estes factos, a malha utilizada na simulação numérica do HA (ver figura 3.5) foi obtida através de um processo de otimização durante a fase de análise [estudo de dependência da malha]. De forma a obter um bom compromisso entre o tempo de simulação e os resultados obtidos, gerou-se uma malha automática de nível 4, inserindo posteriormente uma malha localizada, de nível 6, nas zonas com maior gradiente térmico, tais como: o para-brisas, o *tablier* e os assentos frontais. O refinamento localizado nestes pontos torna-se essencial para obter resultados fidedignos após a realização das simulações numéricas.



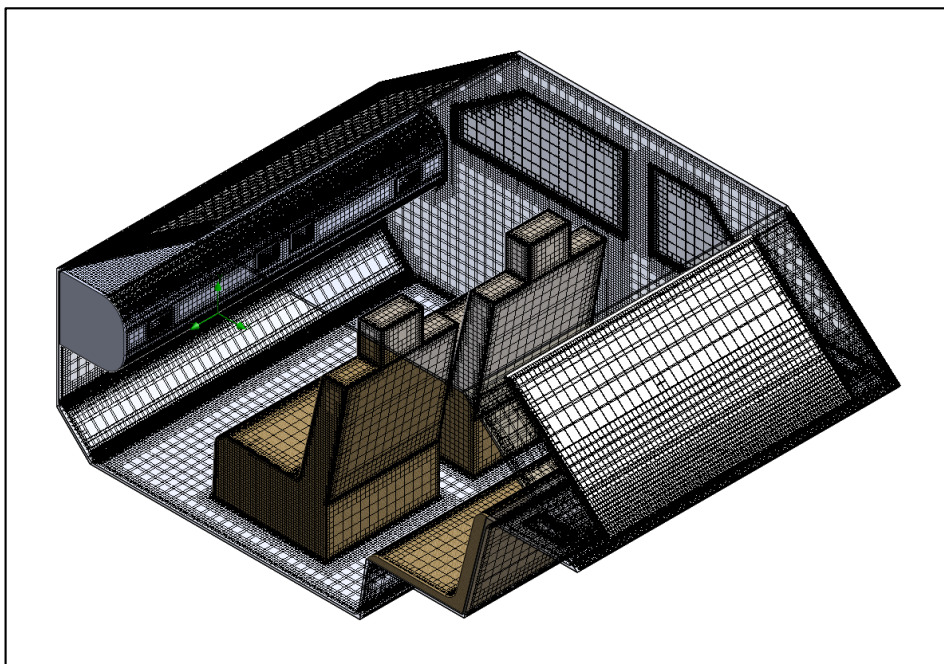
**Figura 3.5** – Malha localizada, de nível 6, utilizada nas zonas com maior gradiente térmico.

Na maioria dos casos, para um HA simplificado, a utilização de uma malha com cerca de 500 000 células permite obter bons resultados (Leong *et al.*, 2010). Segundo isto e tendo em conta o processo de otimização da malha realizado durante a fase de análise, foram utilizadas para este estudo 526 641 células (ver tabela 3.2) para o domínio computacional criado (ver figura 3.6 e figura 3.7).

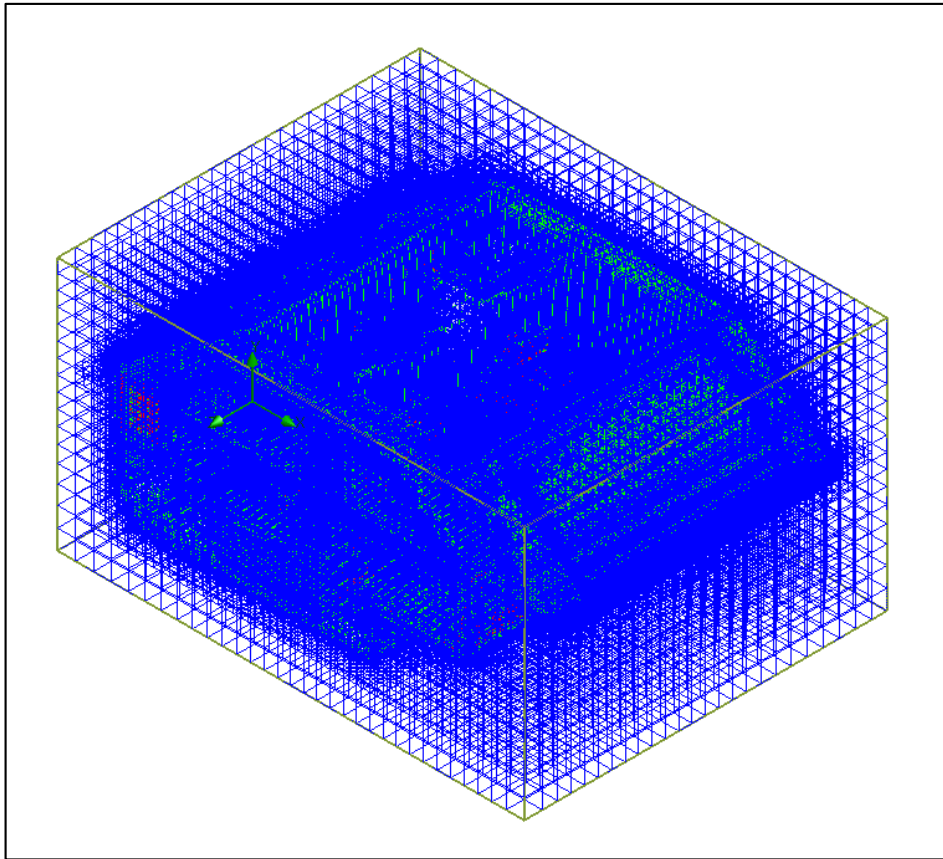
Segundo Kilic & Sevilgen (2012), um aumento para 2 000 000 de células implica um aumento significativo na capacidade de memória do computador e, conseqüentemente no tempo de simulação, não apresentando diferenças significativas nos resultados obtidos.

**Tabela 3.2** – Número de células utilizadas para o domínio computacional criado.

Número de células	
Células referentes ao fluido	358 226
Células referentes aos sólidos	77 219
Células parciais	230 134
Total de células	665 579



**Figura 3.6** – Distribuição da malha no habitáculo automóvel.



**Figura 3.7** – Células existentes no domínio computacional [526 641 células].

### ***Condições de Fronteira***

Antes de iniciar as simulações numéricas foi necessário definir quais as condições de fronteira a utilizar nos estudos realizados. Essas condições podem ser visualizadas na tabela 3.3.

**Tabela 3.3** – Condições de fronteira utilizadas na simulação numérica.

<b>Condições de entrada - Difusores de ar</b>		<b>Condições de saída - Grelhas de ar</b>	
Quantidade	4	Quantidade	2
Área dos difusores [unit.]	0,006 m <sup>2</sup>	Área das grelhas [unit.]	0,0112 m <sup>2</sup>
Caudal volúmico de ar insuflado [unit.]	0,018 m <sup>3</sup> /s	Pressão estática	101 325 Pa
Temperatura de insuflação	10 °C	Temperatura na extração	25 °C

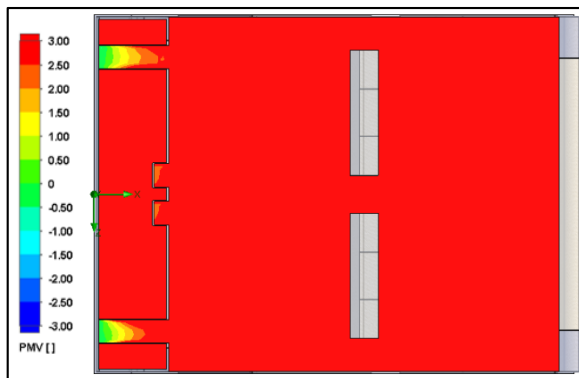
A utilização destas condições teve como base:

- As dimensões da tubagem do automóvel modelo;
- O histórico de simulações realizadas até atingir uma versão mais otimizada;
- Os estudos realizados nesta área, onde se incluem os artigos de Alexandrov *et al.* (2001), Zhang *et al.* (2009a, 2009b), Leong *et al.* (2010) e Kilic & Sevilgen (2012).

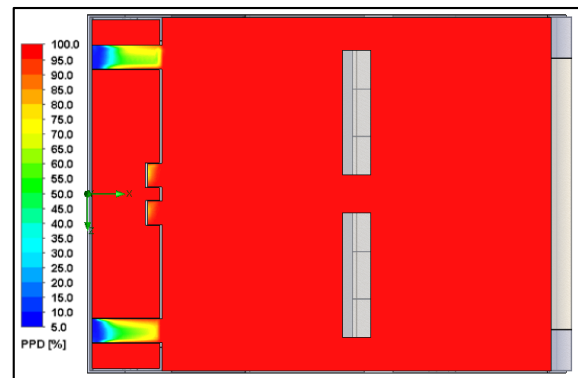
### 3.3.3 - Histórico de Simulações

A maioria das simulações numéricas existentes nesta área utiliza como dados de entrada os valores determinados experimentalmente. Contudo, a informação existente acerca desses dados é escassa e díspar, dificultando a abordagem aos estudos efetuados. Assim, uma vez que não foram realizadas medições experimentais, a metodologia utilizada para realizar as simulações numéricas foi o uso da tentativa e erro, na literatura inglesa denominado de *trial and error*. Este método permitiu verificar alguns dos parâmetros que influenciam o ambiente térmico no interior de um HA, aproximando-nos dos valores mais indicados, o que possibilitou uma melhoria nos resultados obtidos.

Ao realizar os estudos iniciais, os resultados obtidos para o ambiente térmico do HA, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação], não foram credíveis uma vez que, tanto o valor do PMV (ver figura 3.8) como o do PPD (ver figura 3.9) foram demasiado elevados [condições ambientais aceitáveis:  $-0,5 < \text{PMV} < +0,5$ ]. Assim, para melhorar as características do HA, de modo a atingir os objetivos propostos, houve necessidade de proceder às alterações apresentadas nesta secção.



**Figura 3.8** – Resultado inicial do índice PMV  
[corte por um plano de topo ao nível dos difusores].

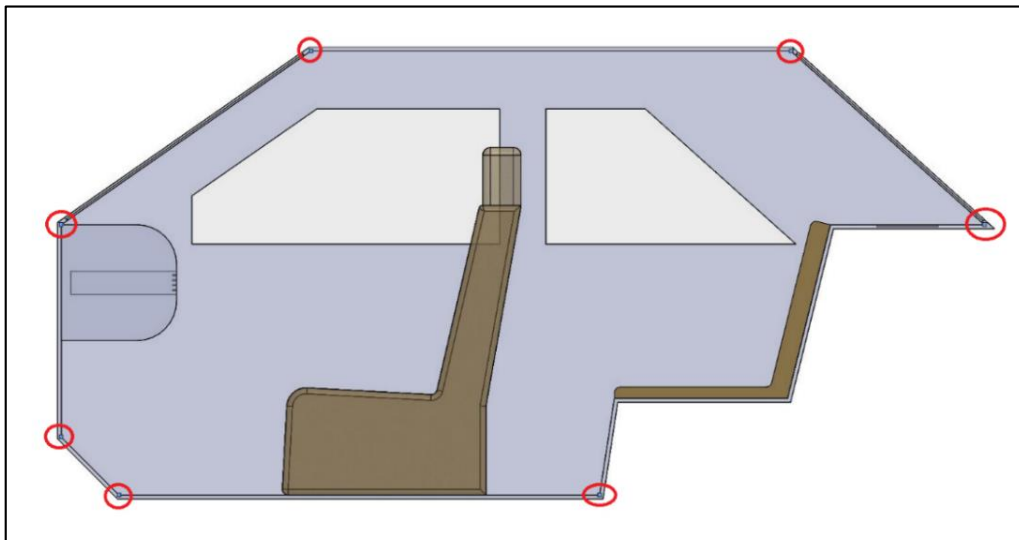


**Figura 3.9** – Resultado inicial do índice PPD  
[corte por um plano de topo ao nível dos difusores].

Durante a realização dos estudos, efetuados por simulação numérica, foram encontrados diversos problemas que dificilmente poderiam ser descritos na sua totalidade, ao longo desta secção. Assim, ao longo desta secção são apresentados, resumidamente, alguns pontos que foram alvo de uma análise aprofundada, designadamente: a suavização de arestas, as espessuras da estrutura e do para-brisas, a definição dos materiais, a simplificação dos detalhes do conjunto do HA, a determinação do caudal e da temperatura de insuflação de ar. A alteração destes pontos permitiu melhorar a definição das condições de simulação e, simultaneamente, diminuir o tempo necessário para a realização da mesma.

### ***Suavização de Arestas***

Depois de serem realizadas as primeiras simulações no interior do HA, com influência da radiação solar, foram detetadas temperaturas elevadas junto a determinadas arestas. Esta situação contribuía para um aumento da temperatura do ar no interior do HA, pelo que foi necessário rever esta questão. De forma a eliminar este problema, modificou-se a estrutura do HA alterando algumas arestas para curvas que permitissem suavizar essas zonas. Visualizando a figura 3.10, é possível ver, sinalizadas a vermelho, as arestas a retificar.



**Figura 3.10** – Arestas a suavizar de forma a diminuir a temperatura excessiva nessas zonas.

### ***Espessuras da Estrutura e do Para-brisas***

Após suavizar as arestas, indicadas anteriormente, verificou-se que a estrutura do HA continuava a atingir uma temperatura muito elevada. Esta situação contribuía, através da transferência de calor, para a obtenção de uma temperatura, no interior do HA, superior ao espectável (ver figura 3.11). Assim, de forma a corrigir este problema foi alterada a espessura do HA, dos 10 mm considerados inicialmente, para os 5 mm (ver figura 3.12). Depois deste ajuste, houve necessidade de alterar também a espessura do para-brisas para o mesmo valor. Os restantes vidros, os laterais e o traseiro, mantiveram a espessura inicial de 3 mm.

As modificações das arestas e da espessura da estrutura podem ser visualizadas na figura 3.13, através da sinalização a vermelho. Embora fossem insuficientes, estas alterações permitiram melhorar os resultados obtidos.

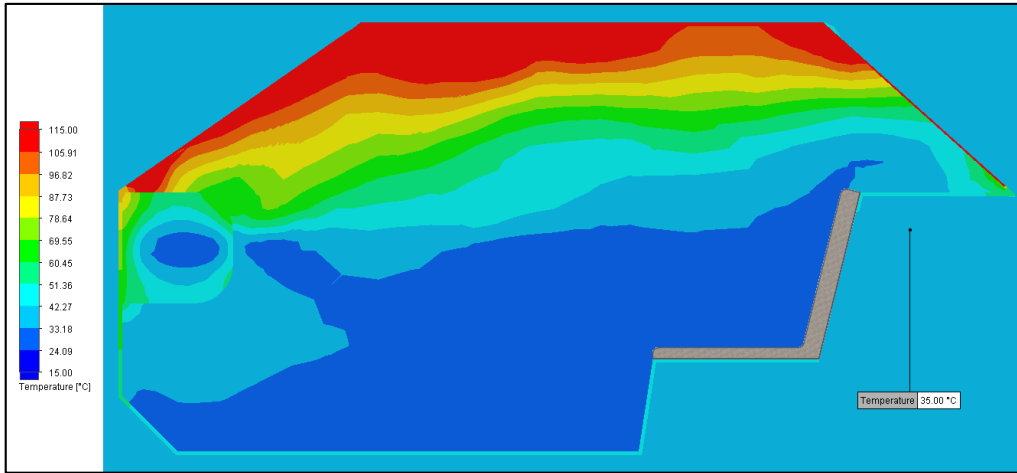


Figura 3.11 – Temperatura no interior do HA de acordo com as espessuras adotadas inicialmente.

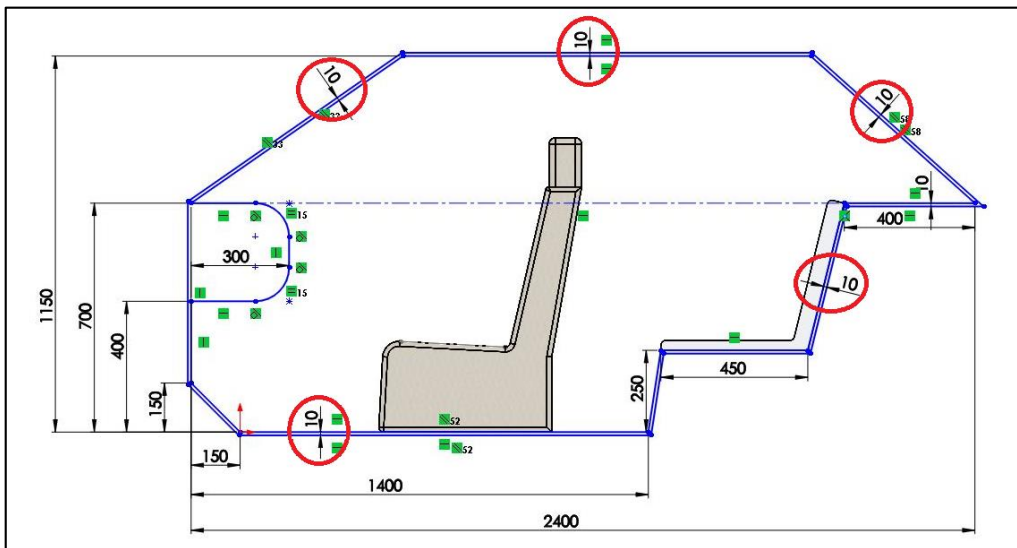


Figura 3.12 – Espessura inicial da estrutura do HA.

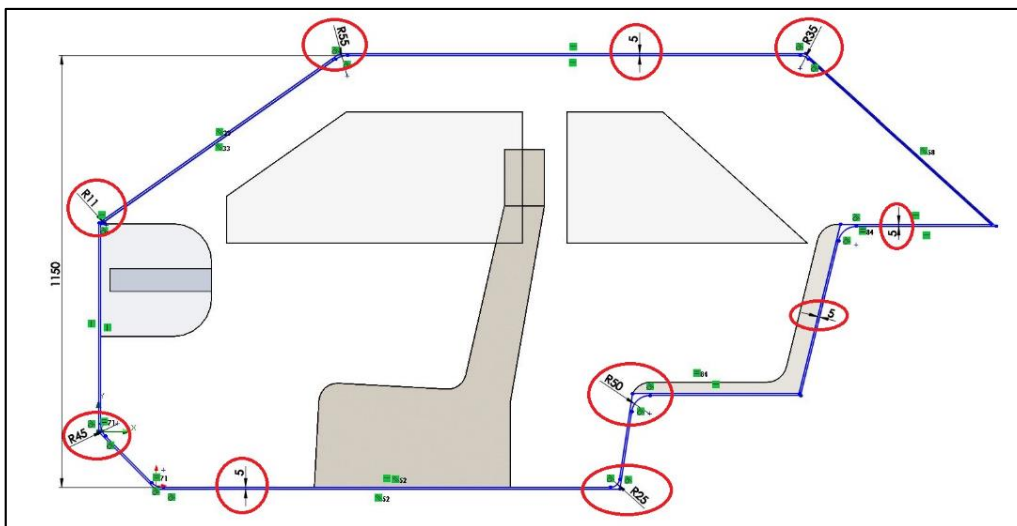


Figura 3.13 – Modificação das arestas e da espessura da estrutura.

## Definição dos Materiais

Definir os materiais para o conjunto do HA [estrutura, *tablier*, assentos e vidros] foi uma tarefa bastante difícil. Inicialmente, foram utilizados os materiais predefinidos no SFS, no entanto, uma vez que a temperatura obtida nestes componentes foi elevada, houve a necessidade de alterar as propriedades do vidro e do *tablier*, tornando-os mais próximos da realidade.

O vidro foi o componente a que foram dedicadas mais horas de investigação devido à sua influência sobre os resultados da simulação numérica. Atualmente, existem vários tipos de vidro que proporcionam uma melhoria no conforto dos ocupantes, possibilitando, simultaneamente, um nível de segurança mais elevado. Este facto dificulta a definição das suas propriedades, uma vez que estas são bastante díspares consoante o tipo de vidro. Geralmente, o tipo de vidro utilizado na indústria automóvel é o vidro laminado, uma vez que permite:

- Uma melhoria no CT e acústico dos ocupantes;
- Uma melhoria na segurança dos ocupantes devido ao plástico que, em caso de quebra, retém os fragmentos do material vítreo.

Tendo em conta as características específicas deste tipo de vidro, foi necessário alterar as propriedades predefinidas no SFS (ver tabela 3.4). Os valores adotados tiveram como base a informação disponível em Saint-Gobain-Sekurit (2014).

O SFS permite configurar o coeficiente de absorção do vidro como constante ou como dependente do comprimento de onda. Apesar do esforço para definir a absorção do vidro de acordo com o comprimento de onda, essa ideia teve de ser abandonada dado obter resultados longe do esperado. Assim, optou-se pela absorção do vidro como constante.

**Tabela 3.4** – Propriedades do vidro utilizado no HA.

Densidade	2500 kg/m <sup>3</sup>	Coeficiente de absorção	0,5 1/mm
Calor específico	800 J/(kg · °C)	Índice de refração <sup>21</sup>	1,52
Condutibilidade térmica	0,8 W/(m · °C)	Temperatura de fusão	600 °C

Na generalidade dos casos, o *tablier* é fabricado em plástico ABS. Tendo em conta que este material não está predefinido no SFS, foi necessário cria-lo, definindo as suas propriedades (ver tabela 3.5). Os valores adotados tiveram como base a informação disponível em MatWeb (2014).

<sup>21</sup> Utilizado para determinar a relação entre os ângulos de incidência e de refração de acordo com a lei de Snell's.

**Tabela 3.5** – Propriedades do *tablier* utilizado no HA.

Densidade	1000 kg/m <sup>3</sup>
Calor específico	2000 J/(kg · °C)
Condutibilidade térmica	0,15 W/(m · °C)

No caso dos assentos, uma vez que são constituídos por vários materiais, torna-se difícil a sua caracterização, por isso, optou-se por um material predefinido pelo SFS. A escolha recaiu sobre a lã artificial, uma vez que era o material disponível mais próximo do pretendido.

Para efetuar a construção da estrutura do veículo, os fabricantes de automóveis recorrem a vários tipos de materiais, dependendo da marca e do modelo em causa. Apesar desta diversidade, selecionou-se o aço, predefinido pelo SFS, para criar a estrutura do HA, uma vez que este material continua a ser muito utilizado neste tipo de estruturas. As propriedades radiativas deste material podem ser visualizadas na tabela 3.6. É importante referir que o coeficiente de emissividade é o valor utilizado para calcular o fluxo de calor radiante emitido pela superfície. Por outro lado, a absorptância solar define a fração de radiação solar incidente que é absorvida pela superfície.

**Tabela 3.6** – Emissividade do material utilizado para a estrutura do HA.

Coefficiente de emissividade	0,66
Absortância solar	0,66

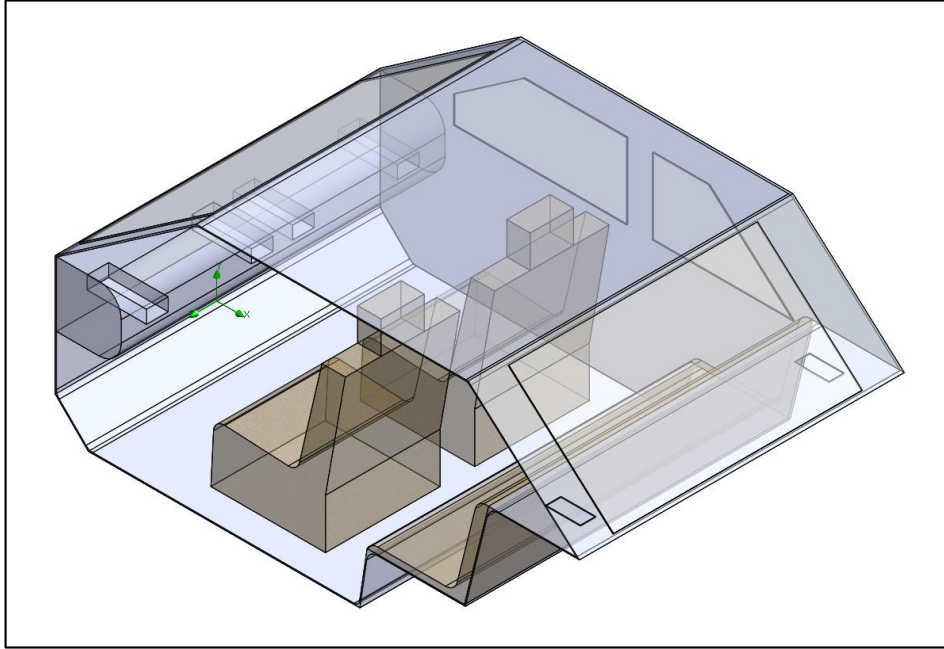
Definir os materiais para o conjunto do HA foi uma tarefa complexa, uma vez que existe pouca informação específica acerca das propriedades dos materiais utilizados na indústria automóvel. Ademais, as informações disponíveis acerca das propriedades dos materiais base são vagas e com valores diversificados, dificultando a definição das propriedades dos materiais utilizados.

### ***Simplificação dos Detalhes do Conjunto do HA***

Embora a construção do conjunto do HA tenha sido efetuada de uma forma simples e com poucos detalhes, após a realização de algumas simulações, percebeu-se que para diminuir o tempo de simulação seria necessário simplificar ainda mais o modelo (ver figura 3.14). Esta simplificação possibilitou alterar a malha, diminuindo a sua complexidade

e, conseqüentemente, o tempo de simulação. Assim, houve necessidade de simplificar ainda mais alguns elementos, nomeadamente:

- Os difusores de ar, permanecendo apenas a tubagem do sistema de climatização;
- Os assentos, retirando os detalhes da sua forma;
- As grelhas de ar, permanecendo apenas o local para a extração.



**Figura 3.14** – Conjunto do HA depois das alterações efetuadas.

### ***Caudal de Ar Insuflado e a sua Temperatura***

Definir o caudal de ar insuflado e a sua temperatura foi um processo bastante longo, uma vez que envolveu a resolução de muitas simulações numéricas. Estes parâmetros influenciam de tal forma o ambiente térmico no interior de um HA, que a sua análise é imprescindível para otimizar os resultados obtidos. Assim, tendo em conta as condições gerais de simulação e os resultados obtidos nas simulações realizadas, concluiu-se que:

- O valor para a temperatura do ar insuflado no interior do HA deve estar compreendido entre um intervalo de 8 °C e 12 °C;
- O valor do caudal volúmico de ar a insuflar no interior do HA deve estar compreendido no intervalo de 0,015 m<sup>3</sup>/s e 0,020 m<sup>3</sup>/s.

Estes parâmetros assumem um papel fundamental, uma vez que a temperatura do ar e a regulação da velocidade de ventilação são os únicos parâmetros que o ocupante de um veículo pode controlar para alterar o ambiente térmico existente no interior de um HA.

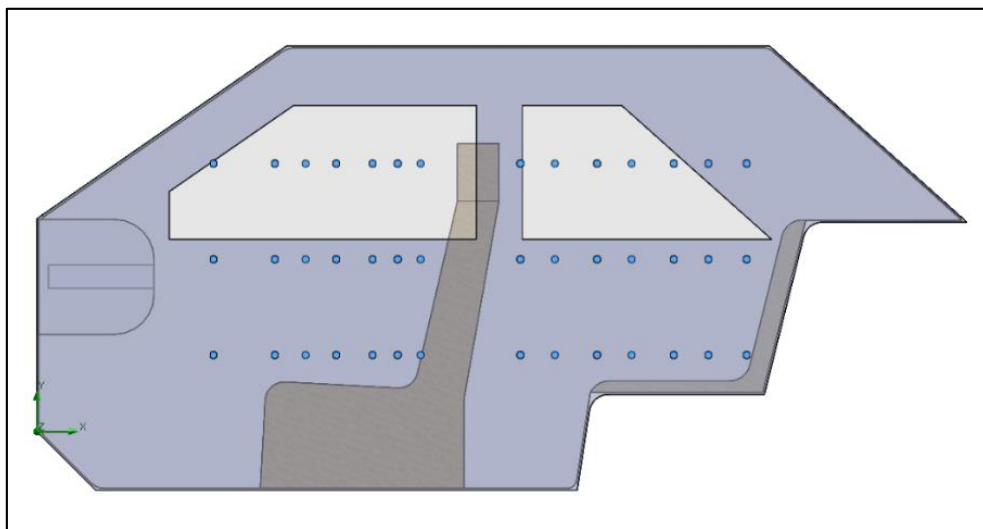
### 3.3.4 - Estudo 1 - Influência da Radiação Solar no Ambiente Térmico

Neste primeiro estudo, o principal objetivo foi evidenciar os efeitos da radiação solar nas características ambientais no interior do HA. Assim, foram realizados três projetos de simulação numérica, considerando o escoamento em condições de estado estacionário:

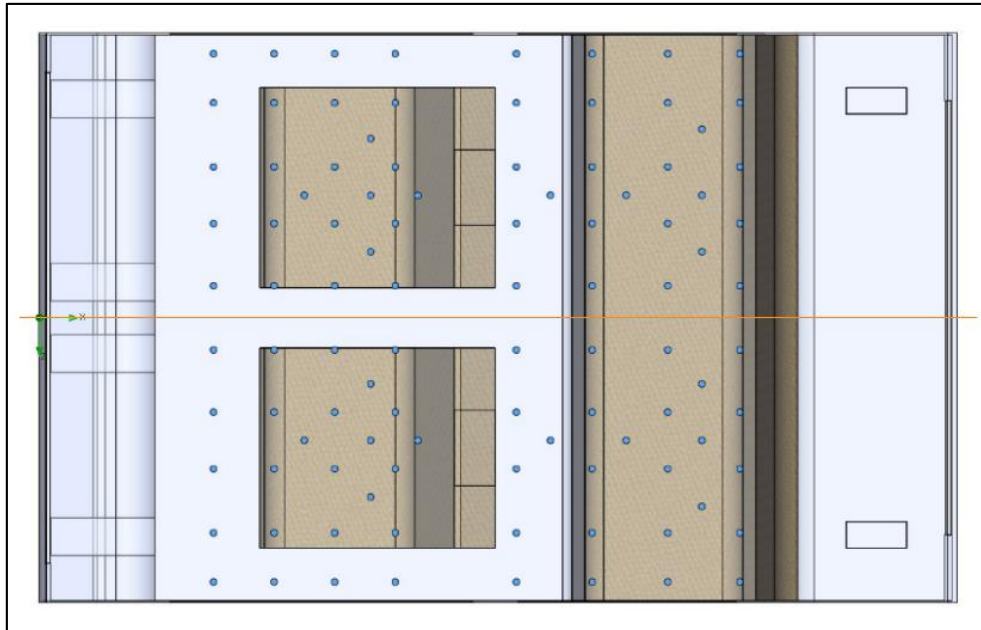
- HA sem influência da radiação solar;
- HA com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação];
- HA com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

Apesar do ambiente no interior de um HA ser transiente, infelizmente não foi possível efetuar as simulações com variação no tempo, devido ao elevado número de horas exigido para realizar cada projeto. Ainda assim, foram efetuadas várias tentativas com esse propósito, utilizando uma malha menos refinada. Todavia, uma vez que não se verificou viável essa ideia teve de ser abandonada, optando-se por simular o ambiente no interior do HA como estacionário, de forma a poder retirar o máximo de conclusões possíveis.

A análise realizada para cada um dos projetos foi efetuada de acordo com a informação obtida em 300 pontos, colocados no interior do HA, de modo a obter resultados mais próximos da realidade. Esses pontos foram distribuídos por três planos distintos, equidistantes, variando apenas a sua cota no eixo Y [0,200 m; 0,450 m; 0,700 m] (ver figura 3.15). Cada um dos planos conteve 100 pontos, sendo importante mencionar que estes foram inseridos em posições simétricas, relativamente ao plano frontal colocado no centro do HA (ver figura 3.16).



**Figura 3.15** – Posição dos planos e respetivos pontos no eixo Y.



**Figura 3.16** – Distribuição dos pontos de medição ao longo do HA.

Através da análise da figura 3.16, é possível verificar que foram inseridos mais pontos no local dos ocupantes, de forma a obter resultados, para cada zona, mais próximos da realidade. De qualquer modo, é importante referir que os valores obtidos através dos 300 pontos servem apenas como referência, uma vez que não demonstram na íntegra, os resultados ‘reais’ acerca dos valores existentes no interior do HA. Todavia, adotando este método foi possível obter uma média dos valores existentes, ainda que aproximados à realidade. Com base nesses valores, foram evidenciadas as características do ambiente no interior do HA, para cada um dos projetos, nomeadamente no que diz respeito à temperatura do ar, à temperatura média radiante e à velocidade do ar.

Para complementar a informação recolhida nos pontos, foram também utilizadas as secções resultantes de cortes efetuados por um plano de topo, colocado ao nível dos difusores de ar [ $Y=0,404$  m]. Estas secções permitiram analisar de que forma a insuflação de ar através dos difusores, colocados na zona frontal do HA, pode influenciar as características ambientais no seu interior. De forma a obter outra perspetiva acerca das características ambientais no interior do HA, foi conveniente recorrer a secções resultantes de cortes efetuados por um plano frontal, colocado no centro do HA. Contudo, para não alongar este texto em demasia, essas secções foram colocadas no Anexo J.

De modo a que o leitor possa compreender melhor os resultados obtidos, através dos pontos e das secções, o interior do HA foi dividido em quatro espaços distintos (ver figura 3.17), nomeadamente:

- Espaço 1 – Frente, lado esquerdo [condutor];
- Espaço 2 – Frente, lado direito [passageiro];
- Espaço 3 – Traseira, lado esquerdo;
- Espaço 4 – Traseira, lado direito.

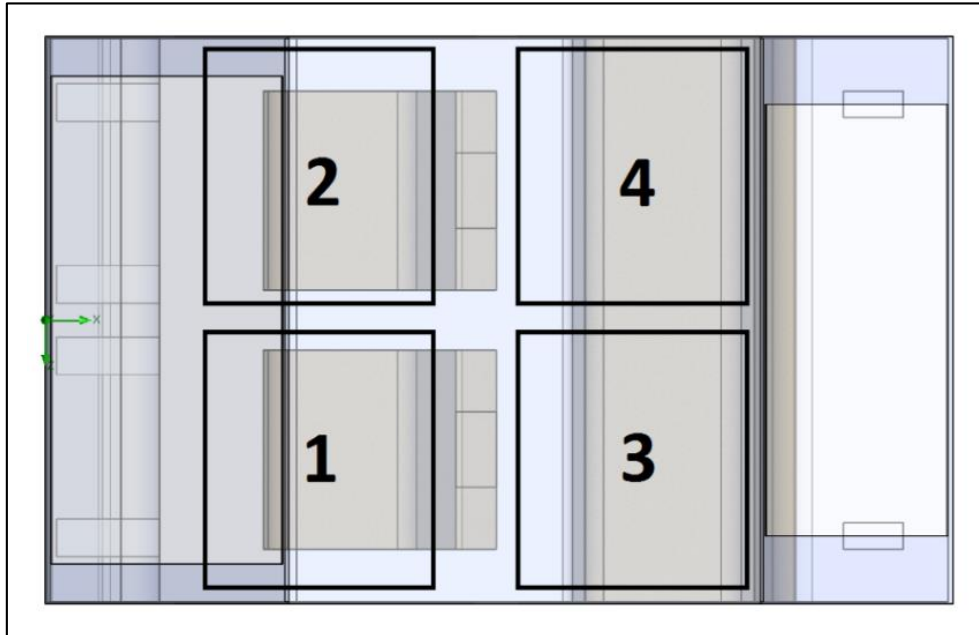
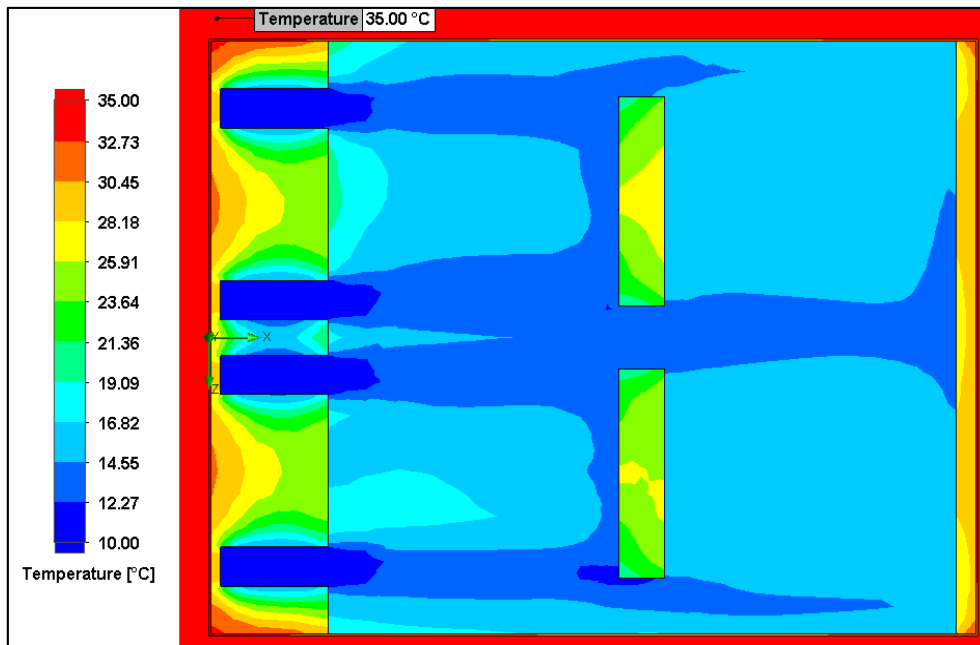


Figura 3.17 – Divisão do interior do HA em quatro espaços.

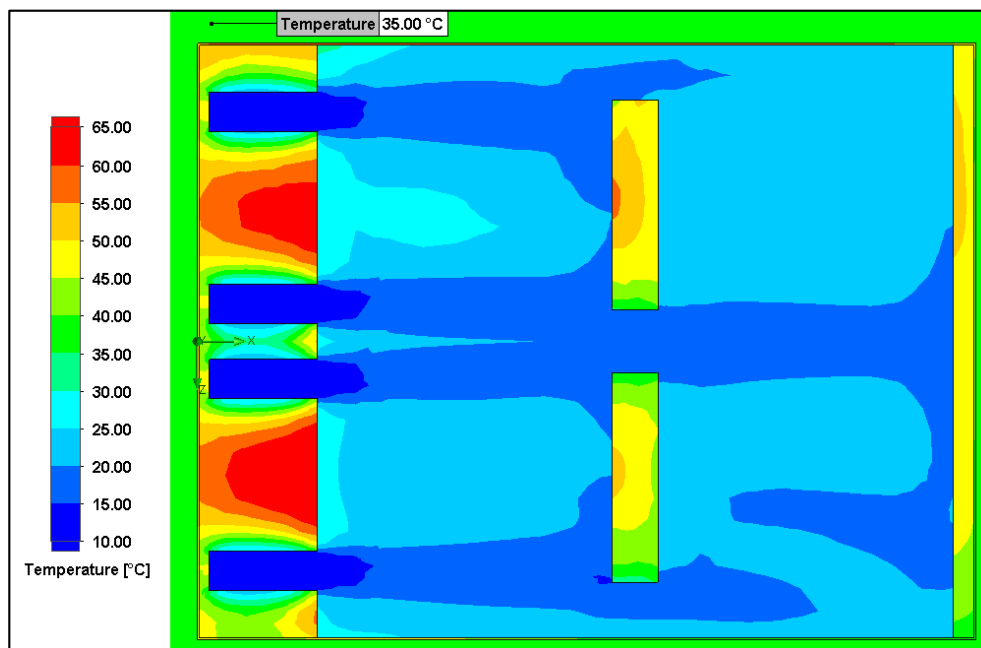
### *Temperatura do Ar*

Inicialmente, a simulação numérica no HA foi realizada sem influência da radiação solar. Na figura 3.18, está representado o campo de temperatura, obtido através do corte efetuado por um plano de topo, ao nível dos difusores de ar. Analisando essa figura, verifica-se que a temperatura previamente definida para o ambiente, no exterior do HA, foi de 35 °C. Por outro lado, recorrendo à informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, verifica-se que, perante as condições de insuflação de ar apresentadas anteriormente, a temperatura do ar variou entre os 13,8 °C e os 21,2 °C. Para a zona dos assentos frontais, o valor médio obtido para a temperatura do ar foi diferente para o lado esquerdo [espaço 1] e para o lado direito [espaço 2], tendo sido registados 15,9 °C e 16,1 °C, respetivamente. Por outro lado, para a zona do assento traseiro [espaço 3 e espaço 4] foram obtidos os valores 15,8 °C e 15,3 °C, respetivamente. O desvio padrão também foi desigual entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados, na zona dos assentos frontais, 1,3 °C e 1,6 °C, respetivamente e na zona do assento traseiro, 0,8 °C e 0,6 °C, respetivamente.



**Figura 3.18** – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar.

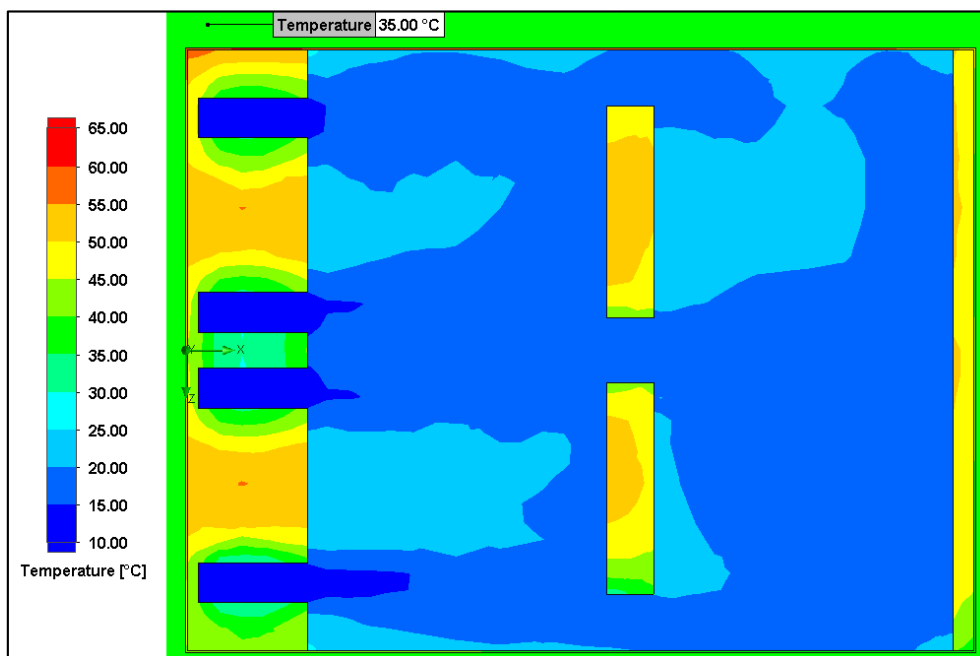
Em seguida, efetuou-se um novo projeto utilizando as mesmas condições, sendo apenas adicionada a influência da radiação solar. Nesse projeto, considerou-se que os vidros não tinham nenhum tipo de absorção, deixando entrar toda a radiação, térmica e solar, para o interior do HA. A radiação solar e as propriedades do vidro são fatores que apresentam uma grande influência sobre o ambiente térmico no interior de um veículo. Analisando a figura 3.19, verificamos que para o exterior do HA foi definida uma temperatura de 35 °C.



**Figura 3.19** – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

Segundo a informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, a temperatura do ar variou entre os 18,1 °C e os 39,3 °C. Para a zona dos assentos frontais, o valor médio obtido para a temperatura do ar foi diferente para o lado esquerdo [espaço 1] e para o lado direito [espaço 2], tendo sido registados 23,4 °C e 23,8 °C, respetivamente. Por outro lado, para a zona do assento traseiro [espaço 3 e espaço 4] foram obtidos os valores 21,5 °C e 21,7 °C, respetivamente. O desvio padrão também foi desigual entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados, na zona dos assentos frontais, 3,2 °C e 3,9 °C, respetivamente e na zona do assento traseiro, 1,6 °C e 1,2 °C, respetivamente.

Posteriormente, mantendo a influência da radiação solar, efetuou-se um novo projeto alterando apenas as propriedades de radiação dos vidros. Assim, foi definido um coeficiente de absorção constante de 0,5 1/mm para todos os vidros. Comparando com o projeto anterior, apesar da temperatura no exterior do HA ser a mesma, 35 °C, esta alteração permitiu diminuir a temperatura no interior do HA, devido à absorção de radiação solar efetuada pelos vidros (ver figura 3.20).



**Figura 3.20** – Variação da temperatura no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

De acordo com a informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, a temperatura do ar variou entre os 17,6 °C e os 32,4 °C. Na zona dos assentos frontais, o valor médio obtido para a temperatura do ar foi diferente para o lado esquerdo [espaço 1] e para o lado direito [espaço 2], tendo sido registados 22,6 °C e 22,2 °C, respetivamente. Por outro lado, para a zona do assento traseiro [espaço 3 e espaço 4] foram obtidos os valores

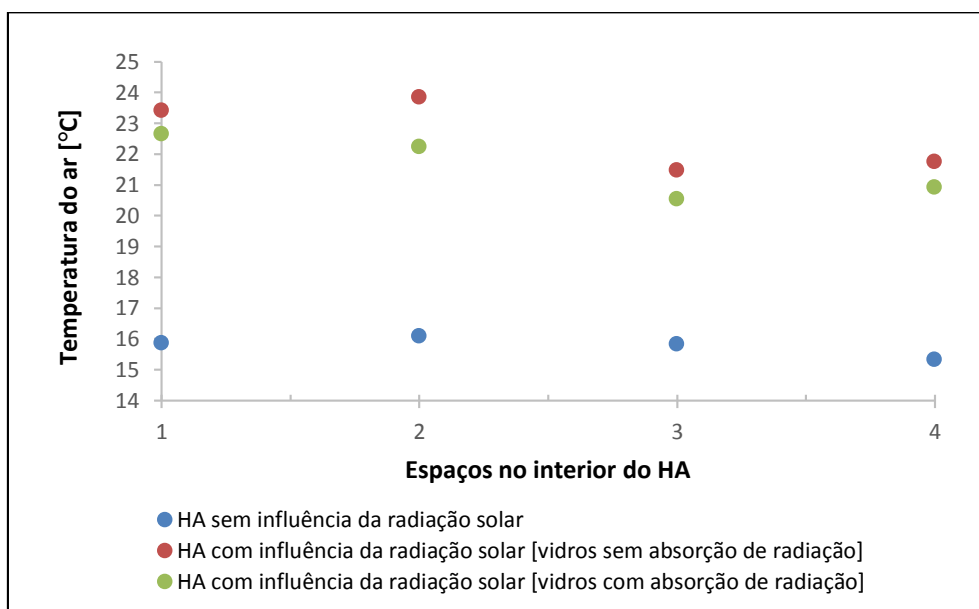
20,5 °C e 20,9 °C, respetivamente. O desvio padrão também foi desigual entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados, na zona dos assentos frontais, 4,2 °C e 4,8 °C, respetivamente e na zona do assento traseiro, 2,2 °C e 1,7 °C, respetivamente. É importante destacar a diferença de valores existente no desvio padrão entre a zona da frente e a zona traseira.

Na tabela 3.7, é possível visualizar um resumo dos resultados obtidos para a temperatura do ar no interior do HA, em cada um dos projetos, tendo em conta a análise dos 300 pontos.

**Tabela 3.7** – Resumo dos valores obtidos para a temperatura do ar no interior do HA, em cada projeto.

Projetos	Temperatura do ar [°C]			
	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão
HA sem influência da radiação solar	13,8	21,2	15,8	1,2
HA com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]	18,1	39,3	22,6	2,9
HA com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]	17,6	32,4	21,6	3,6

De modo a facilitar a visualização das diferenças existentes entre cada um dos projetos realizados, foi elaborado um gráfico com a variação do valor médio da temperatura do ar, para cada espaço do interior do HA (ver figura 3.21). Estes valores foram obtidos, efetuando uma média dos valores registados nos pontos de cada espaço, localizados nos três planos de corte, contabilizando um total de 75 pontos por cada espaço.



**Figura 3.21** – Variação do valor médio da temperatura do ar, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados.

### ***Análise e discussão de resultados***

Após a análise da temperatura do ar, tendo em conta os pontos analisados para cada um dos projetos, considerou-se importante evidenciar as principais diferenças entre eles:

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o intervalo de variação da temperatura do ar no interior do HA foi de 21,2 °C, sendo superior ao intervalo obtido no projeto sem influência da radiação solar, 7,4 °C. Desta forma, verificou-se que a radiação solar é responsável por um acréscimo de 13,8 °C no intervalo de variação da temperatura do ar no interior do HA;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o valor médio obtido para a temperatura do ar, na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], foi 23,6 °C, sendo este valor superior ao obtido no projeto sem influência da radiação solar, 16 °C. Desta forma, verificou-se que a radiação solar é responsável por um acréscimo de 7,6 °C no valor médio da temperatura do ar, na zona dos assentos frontais;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o valor médio obtido para a temperatura do ar, na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4], foi 21,6 °C, sendo este valor superior ao obtido no projeto sem influência da radiação solar, 15,6 °C. Desta forma, verificou-se que a radiação solar é responsável por um acréscimo de 6 °C no valor médio da temperatura do ar, na zona do assento traseiro;

- O valor médio da temperatura do ar na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2] é superior ao existente na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4] devido, essencialmente, à radiação solar que incide no vidro frontal [HA posicionado para Sul];

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], os valores obtidos para o desvio padrão, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, foram 3,5 °C e 1,4 °C, respetivamente. Estes valores foram superiores aos obtidos no projeto sem influência da radiação solar, onde se obtiveram 1,5 °C e 0,7 °C, respetivamente;

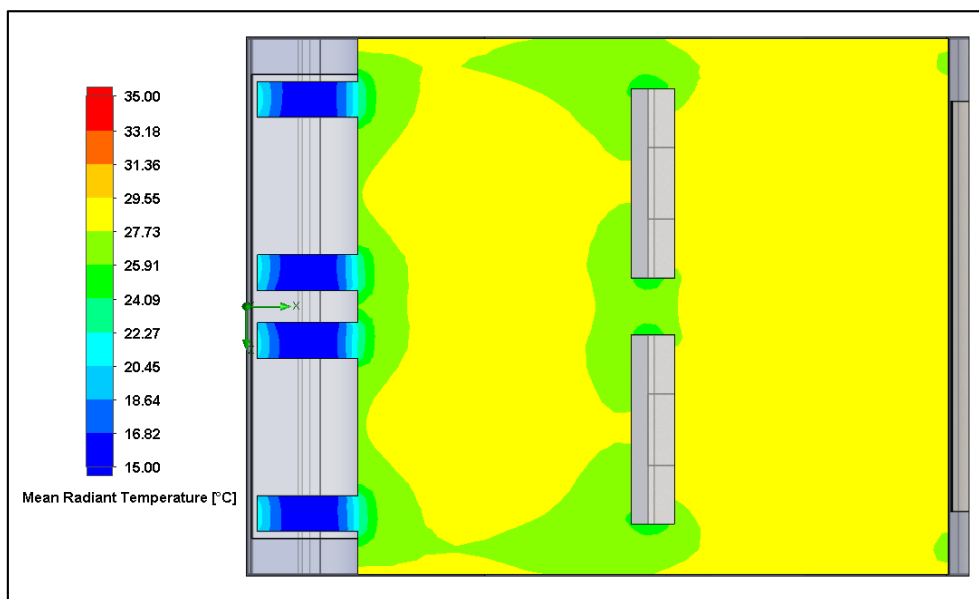
- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação], os valores médios obtidos para a temperatura do ar, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, foram 22,4 °C e 20,7 °C, respetivamente. Estes valores foram inferiores aos registados no projeto com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], onde se obtiveram 23,6 °C e 21,6 °C, respetivamente. Assim, verificou-se que a utilização de um vidro com absorção de radiação, de acordo com o coeficiente especificado, permitiu reduzir o valor médio da temperatura do ar em 1,2 °C na zona dos assentos frontais e em

0,9 °C na zona do assento traseiro e, simultaneamente, homogeneizar a temperatura do ar no interior do HA;

- A temperatura de insuflação de ar no interior do HA deve ser, na generalidade, mais elevada para situações sem influência da radiação solar e mais baixa para situações com influência da radiação solar.

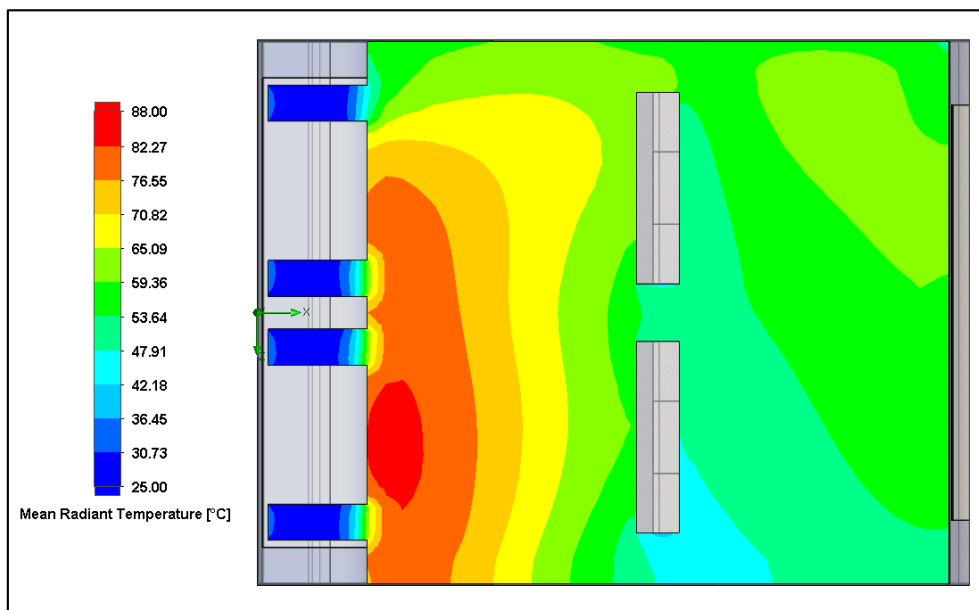
### ***Temperatura média radiante***

Seguindo a mesma metodologia, utilizada anteriormente, na figura 3.22 está representada a variação da temperatura média radiante no interior do HA, para o projeto sem influência da radiação solar. Esta representação foi obtida através do corte efetuado por um plano de topo, ao nível dos difusores de ar. Analisando a figura 3.22, verifica-se que na zona onde foi efetuado o corte, a temperatura média radiante é ‘homogénea’ ao longo do HA. Todavia, recorrendo à informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, verifica-se que, perante as condições definidas inicialmente, a temperatura média radiante variou entre os 25,7 °C e os 30,8 °C. Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, o valor médio para a temperatura média radiante foi idêntico para os lados esquerdo e direito, tendo sido obtidos, 28,4 °C e 29,1 °C, respetivamente. O desvio padrão nas zonas dos assentos frontais e traseiro também foi idêntico para ambos os lados, esquerdo e direito, tendo sido registados, em média, os valores de 1,3 °C e 1 °C, respetivamente.



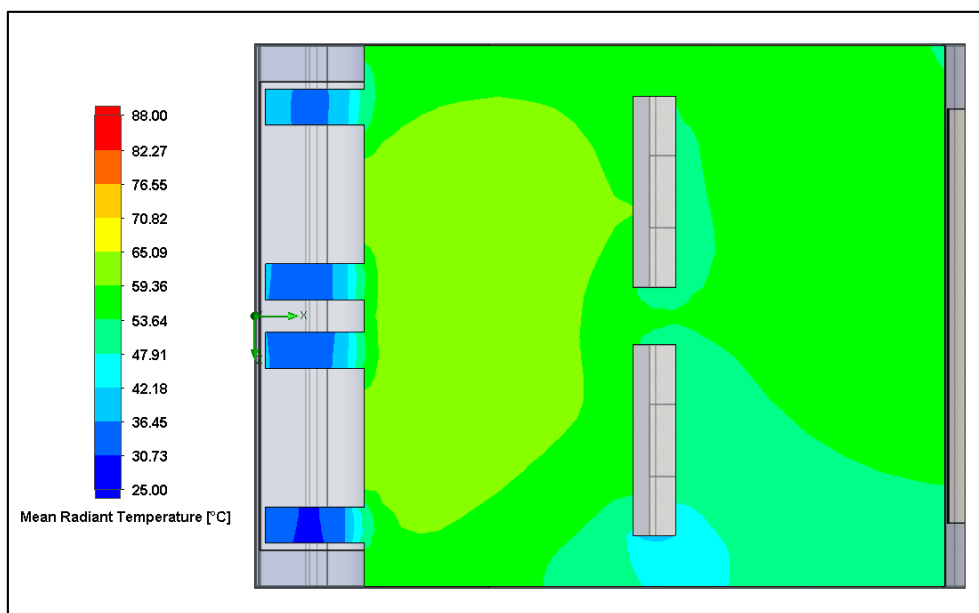
**Figura 3.22** – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar.

Para o projeto realizado com influência da radiação solar e com vidros sem absorção de radiação, verificaram-se algumas diferenças face ao projeto realizado anteriormente. Analisando a figura 3.23, obtida através do corte efetuado por um plano de topo, ao nível dos difusores de ar, verifica-se que na zona onde foi efetuado o corte, a temperatura média radiante é heterogénea ao longo do HA, existindo uma diferença acentuada entre a zona dos assentos frontais e a zona do assento traseiro. Considerando a informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, verifica-se que, perante as condições definidas inicialmente, a temperatura média radiante variou entre os 45,3 °C e os 90,6 °C. É importante referir que os valores mais elevados foram obtidos nos pontos localizados na proximidade do vidro frontal. Na zona dos assentos frontais, o valor médio obtido para a temperatura média radiante foi diferente para o lado esquerdo [espaço 1] e para o lado direito [espaço 2], tendo sido registados 70,4 °C e 67,7 °C, respetivamente. Por outro lado, para a zona do assento traseiro [espaço 3 e espaço 4] foram obtidos os valores 54,1 °C e 58,2 °C, respetivamente. É importante destacar a diferença de valores obtidos entre a zona da frente e a zona traseira, que se deve, essencialmente, à radiação que incide sobre o vidro frontal. O desvio padrão obtido também foi desigual entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados, na zona dos assentos frontais, 8,6 °C e 6,8 °C, respetivamente e na zona do assento traseiro, 4,1 °C e 3,1 °C, respetivamente.



**Figura 3.23** – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

Posteriormente, mantendo a influência da radiação solar e alterando apenas as propriedades de radiação dos vidros, foi possível diminuir, face ao projeto realizado anteriormente, a temperatura média radiante e a heterogeneidade no interior do HA (ver figura 3.24). Tendo em conta os dados obtidos através dos pontos localizados no interior do HA, verificou-se que, perante as condições definidas previamente, a temperatura média radiante variou entre os 45,5 °C e os 73,9 °C.



**Figura 3.24** – Variação da temperatura média radiante no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

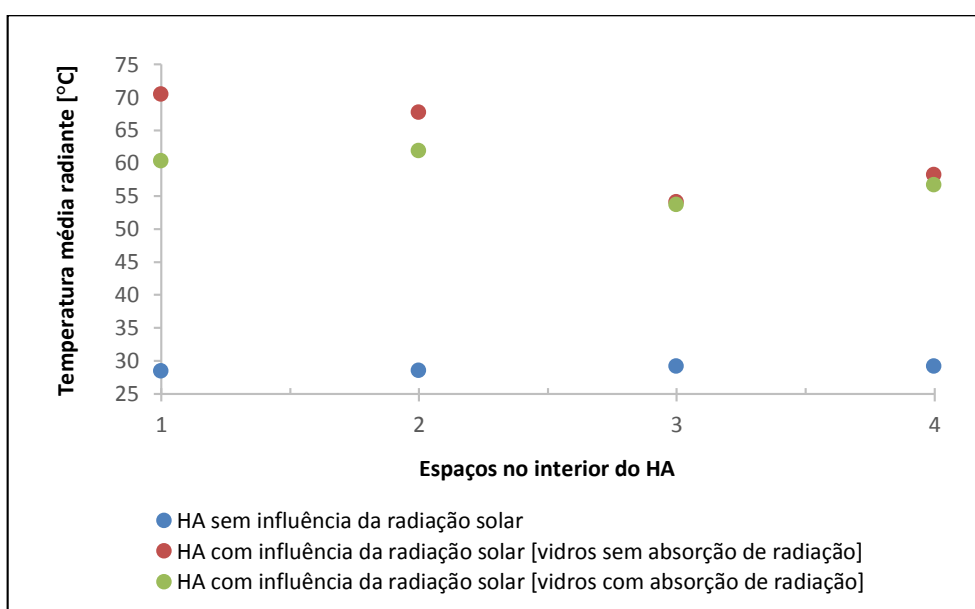
Na zona dos assentos frontais, o valor médio obtido para a temperatura média radiante foi diferente para o lado esquerdo [espaço 1] e para o lado direito [espaço 2], tendo sido registados 60,3 °C e 61,9 °C, respetivamente. Por outro lado, para a zona do assento traseiro [espaço 3 e espaço 4] foram obtidos os valores 53,7 °C e 56,7 °C, respetivamente. É importante referir que a diminuição da temperatura média radiante face ao projeto anterior, essencialmente na zona da frente, foi alcançada através da introdução de vidros com absorção de radiação. Embora os valores de desvio padrão sejam menores do que os obtidos no projeto anterior, também neste projeto se verificou uma desigualdade entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados, na zona dos assentos frontais, 4,8 °C e 4,2 °C, respetivamente e na zona do assento traseiro, 4,1 °C e 3,2 °C, respetivamente.

Na tabela 3.8, é apresentado um resumo dos valores obtidos para a temperatura média radiante no interior do HA, em cada projeto, resultantes da análise das temperaturas registadas em 300 pontos distintos.

**Tabela 3.8** – Resumo dos valores obtidos para a temperatura média radiante no interior do HA, em cada projeto.

Projetos	Temperatura média radiante [°C]			
	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão
HA sem influência da radiação solar	25,7	30,8	28,8	1,2
HA com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]	45,3	90,6	62,6	9
HA com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]	45,5	73,9	58,1	5,2

Na figura 3.25, encontra-se um gráfico com a variação do valor médio da temperatura média radiante, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos.



**Figura 3.25** – Variação da temperatura média radiante, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados.

### *Análise e discussão de resultados*

Tendo em conta os resultados obtidos acerca da temperatura média radiante, é importante destacar as principais diferenças entre os projetos realizados:

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o intervalo de variação da temperatura média radiante no interior do HA foi de 45,3 °C, sendo superior ao intervalo obtido no projeto sem influência da radiação solar, 5,1 °C. Desta forma, verificou-se que a radiação solar é responsável por um acréscimo de 40,2 °C no intervalo de variação da temperatura média radiante no interior do HA. É importante destacar que a utilização de vidros com absorção de radiação permitiu tornar o ambiente mais homogéneo e, simultaneamente, reduzir o intervalo de variação da

temperatura média radiante para 28,4 °C, em vez dos 45,3 °C obtidos com vidros sem absorção de radiação;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o valor médio obtido para a temperatura média radiante, na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], foi 69,1 °C, sendo este valor superior ao obtido no projeto sem influência da radiação solar, 28,4 °C. Ao introduzir a influência da radiação solar, verificou-se um aumento muito acentuado dos valores obtidos, sendo a radiação solar responsável por um acréscimo de 40,7 °C no valor médio da temperatura média radiante, na zona dos assentos frontais;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], o valor médio obtido para a temperatura média radiante, na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4], foi 56,2 °C, sendo este valor superior ao obtido no projeto sem influência da radiação solar, 29,1 °C. Desta forma, verificou-se que a radiação solar é responsável por um acréscimo de 27,1 °C no valor médio da temperatura média radiante, na zona do assento traseiro;

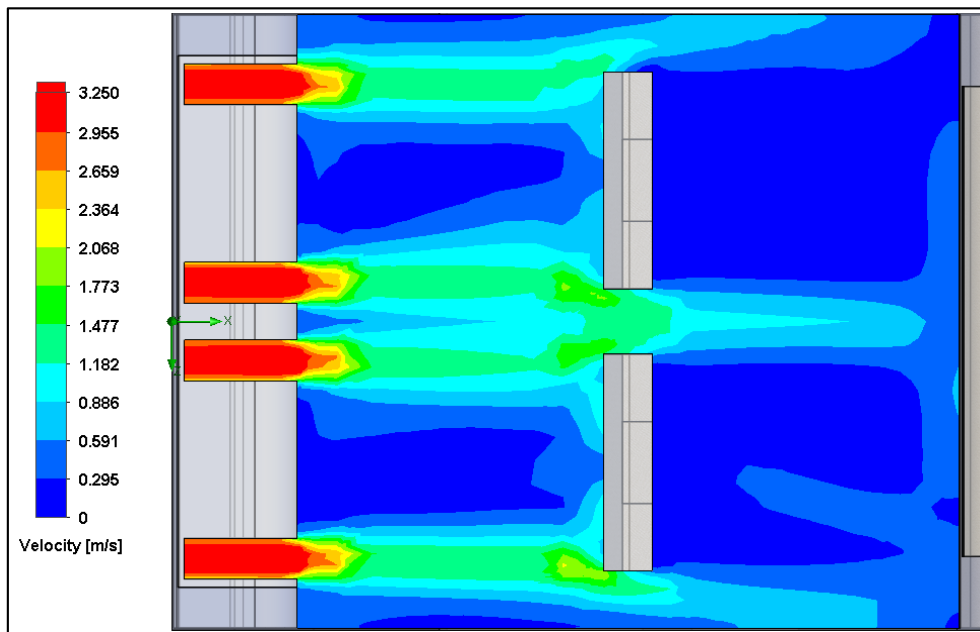
- O valor médio da temperatura média radiante na zona dos assentos frontais é superior à existente na zona do assento traseiro devido, essencialmente, à radiação solar que incide no vidro frontal. É importante destacar que os valores mais elevados para a temperatura média radiante foram obtidos junto ao vidro frontal;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], os valores obtidos para o desvio padrão, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, foram 7,9 °C e 4,2 °C, respetivamente. Contudo, através da inclusão de vidros com absorção de radiação, estes valores baixaram para 4,6 °C e 3,9 °C, respetivamente. Ainda assim, estes valores foram superiores aos registados no projeto sem influência da radiação solar, onde se obtiveram 1,3 °C e 1 °C, respetivamente;

- No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação], os valores médios obtidos para a temperatura média radiante, nas zonas dos assentos frontais e traseiro foram, 61,1 °C e 55,2 °C, respetivamente. Estes valores foram inferiores aos registados no projeto com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], onde se obtiveram 69,1 °C e 56,2 °C, respetivamente. Assim, verificou-se que a utilização de um vidro com absorção de radiação, de acordo com o coeficiente especificado, permitiu reduzir o valor médio da temperatura média radiante em 8 °C na zona dos assentos frontais e em 1 °C na zona do assento traseiro e, simultaneamente, tornar mais homogénea a temperatura média radiante no interior do HA.

## Velocidade do Ar

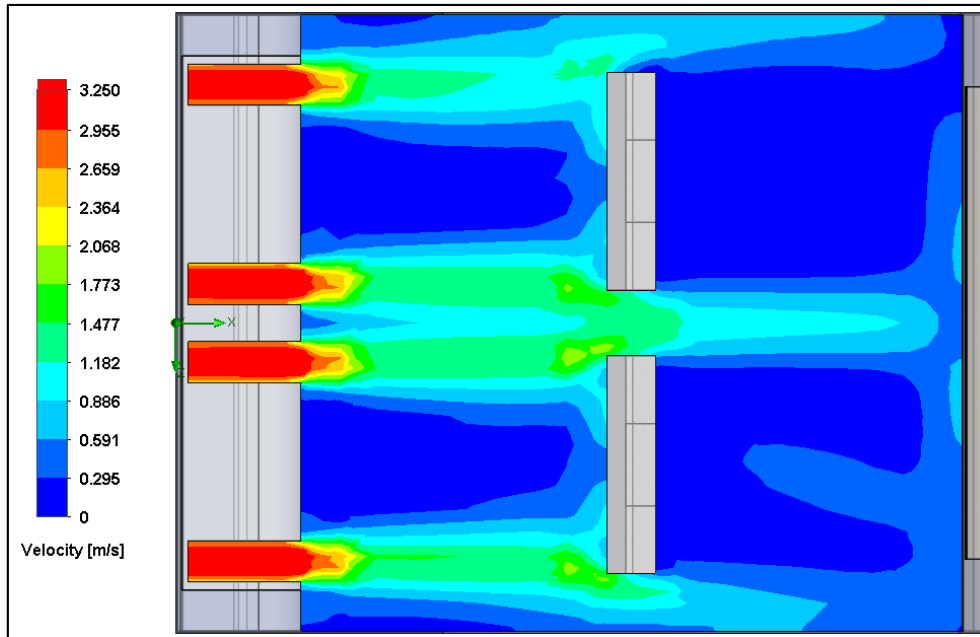
Na figura 3.26 está representada a variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, para o projeto sem influência da radiação solar. De acordo com a figura 3.26, verifica-se que a velocidade do ar é superior na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2] devido à influência da insuflação de ar nessa zona. Contudo, recorrendo à informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, verificou-se que a velocidade do ar variou entre os 0,025 m/s e os 1,116 m/s. Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, o valor médio para a velocidade do ar foi similar para os lados esquerdo e direito, tendo sido obtidos 0,292 m/s e 0,205 m/s, respetivamente. O desvio padrão na zona dos assentos frontais e traseiro também foi similar para ambos os lados, esquerdo e direito, tendo sido registados, em média, os valores de 0,258 m/s e 0,137 m/s, respetivamente.



**Figura 3.26** – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar.

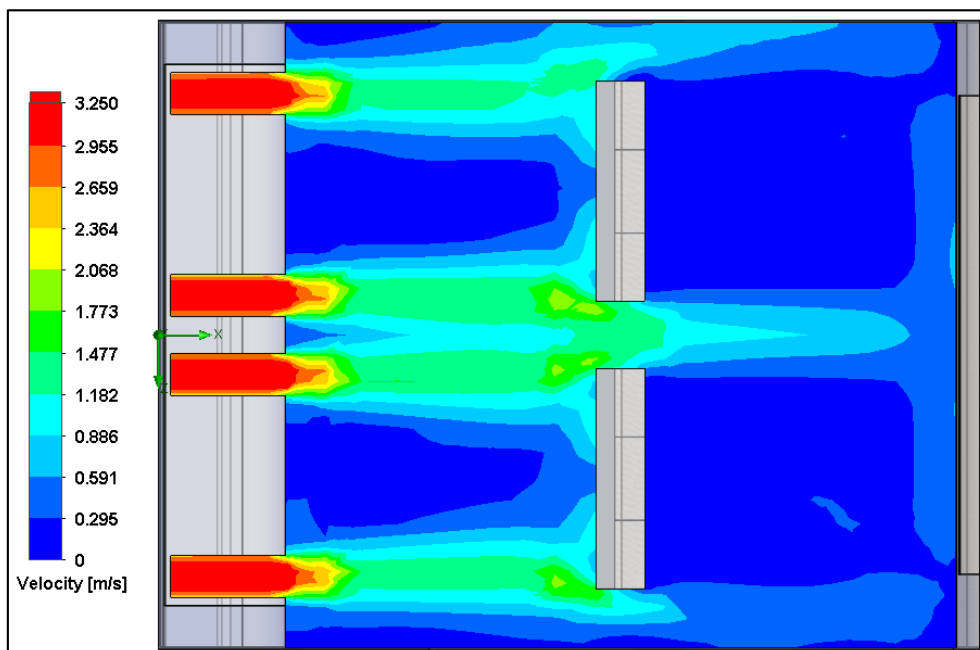
Para o projeto com influência da radiação solar e com vidros sem absorção de radiação, a variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, pode ser visualizada na figura 3.27. De acordo com a informação obtida através dos pontos localizados no interior do HA, verificou-se que a velocidade do ar variou entre os 0,014 m/s e os 1,284 m/s. O valor médio para a velocidade do ar foi similar para os lados esquerdo e direito, tendo sido obtidos, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, 0,273 m/s e 0,212 m/s, respetivamente. O desvio padrão na zona dos assentos frontais também foi similar para ambos os lados, esquerdo e direito, tendo sido registados, em média, o valor de 0,293 m/s.

Contudo, na zona do assento traseiro, verificaram-se algumas diferenças entre os lados esquerdo e direito, tendo sido registados 0,127 m/s e 0,144 m/s, respetivamente.



**Figura 3.27** – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

Para o projeto com influência da radiação solar e com vidros com absorção de radiação, a variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, pode ser visualizada na figura 3.28.



**Figura 3.28** – Variação da velocidade do ar no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

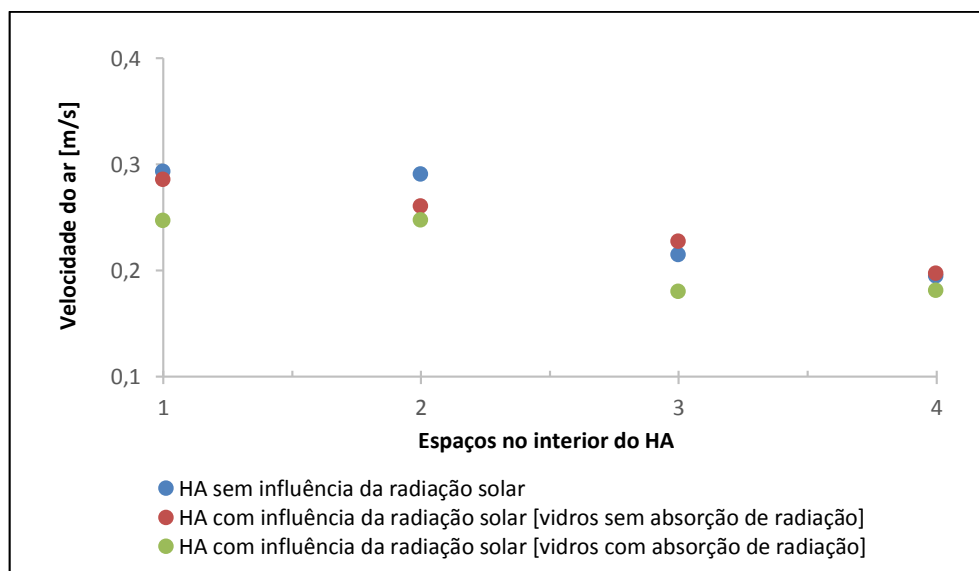
Tendo em consideração os dados obtidos através dos pontos localizados no interior do HA, verificou-se que a velocidade do ar variou entre os 0,012 m/s e os 1,049 m/s. Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, o valor médio para a velocidade do ar foi semelhante para os lados esquerdo e direito, tendo sido obtidos, 0,247 m/s e 0,181 m/s, respetivamente. O desvio padrão na zona dos assentos frontais também foi semelhante para ambos os lados, esquerdo e direito, tendo sido registado, em média, o valor de 0,210 m/s. Contudo, na zona do assento traseiro, verificaram-se algumas diferenças entre ambos os lados, tendo sido registados 0,140 m/s e 0,120 m/s, respetivamente.

Tendo em conta os resultados obtidos nos 300 pontos, distribuídos ao longo do HA, foi possível elaborar a tabela 3.9, onde se encontra um resumo dos valores registados para a velocidade do ar no interior do HA, em cada um dos projetos realizados.

**Tabela 3.9** – Resumo dos valores obtidos para a velocidade do ar no interior do HA, em cada projeto.

Projetos	Velocidade [m/s]			
	Mínimo	Máximo	Média	Desvio Padrão
HA sem influência da radiação solar	0,025	1,116	0,248	0,210
HA com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]	0,014	1,284	0,243	0,230
HA com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]	0,012	1,049	0,214	0,177

Na figura 3.29 encontra-se um gráfico com a variação da velocidade do ar no interior do HA, para cada um dos projetos.



**Figura 3.29** – Variação da velocidade do ar, para cada espaço do interior do HA, em cada um dos projetos realizados.

### ***Análise e discussão de resultados***

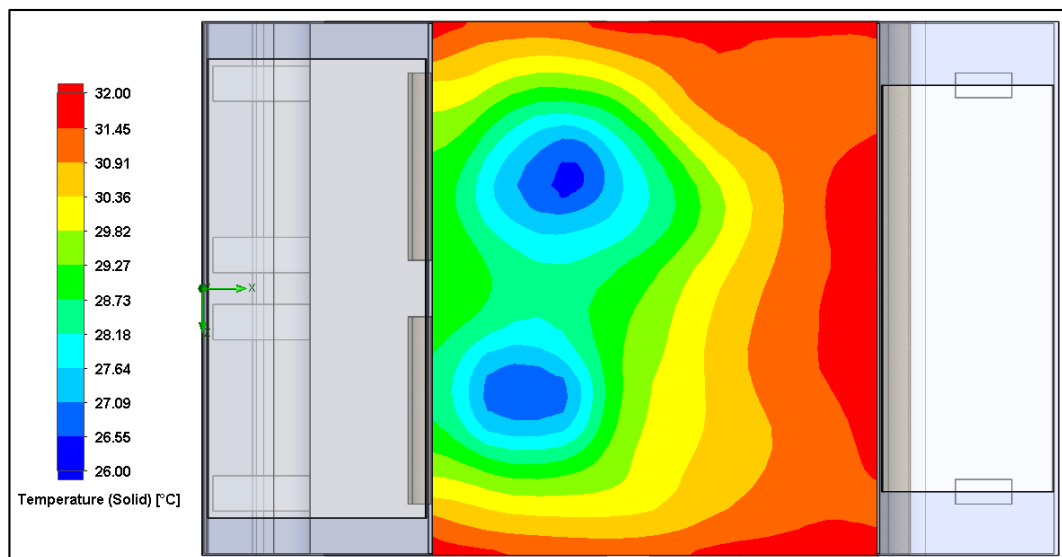
Embora se tenham registado algumas diferenças entre os projetos realizados, as mesmas são pouco significativas, tornando os resultados inconclusivos. Contudo, é importante salientar que todos os projetos apresentam uma linha de tendência similar, sendo esta descendente. Assim, verifica-se que o valor médio para a velocidade do ar na zona dos assentos frontais é superior à registada na zona do assento traseiro. Esta situação deve-se, essencialmente, à insuflação de ar através dos difusores localizados na zona frontal do HA.

Além dos parâmetros apresentados anteriormente para cada um dos três projetos realizados, foram também demonstradas algumas representações de superfície, bem como os seus valores, de modo a evidenciar as dissemelhanças em algumas superfícies, designadamente:

- Na temperatura obtida na superfície exterior do tejadilho do HA;
- Na temperatura obtida nas superfícies do *tablier* e da chapeleira;
- Na temperatura obtida nas superfícies dos assentos frontais e traseiro.

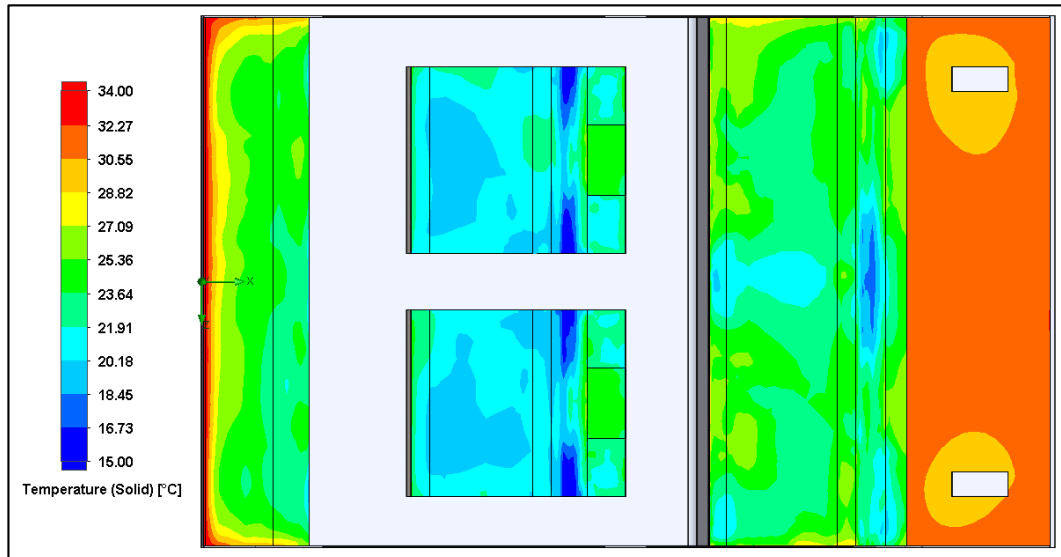
### ***Temperatura dos materiais sólidos***

Para a simulação numérica realizada sem influência da radiação solar (ver figura 3.30), a temperatura média obtida para a superfície exterior do tejadilho do HA foi de 29,9 °C. É importante referir que as áreas, no tejadilho do HA, com menor temperatura são causadas pela trajetória do escoamento de ar, no interior do HA.



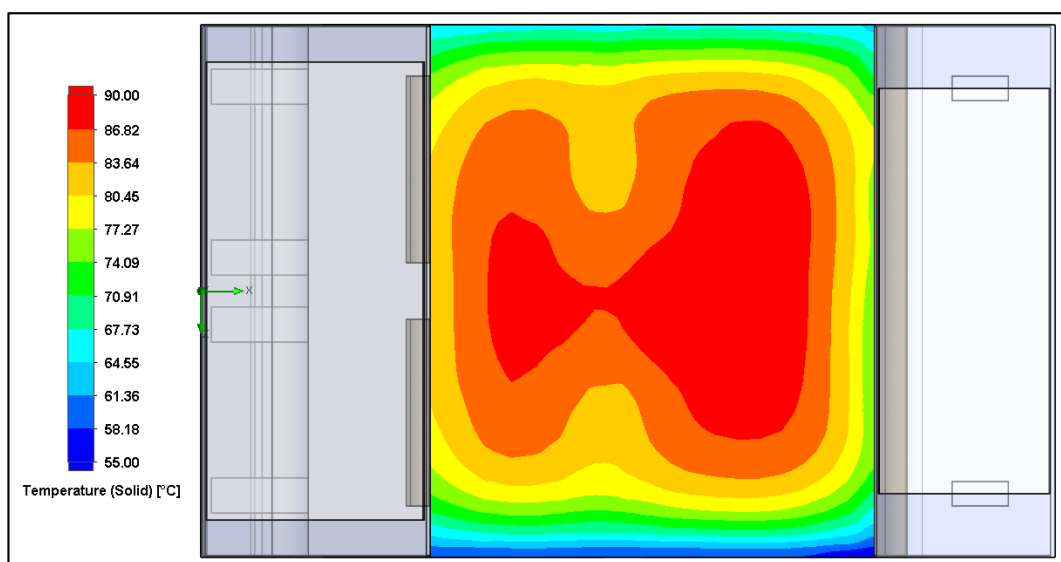
**Figura 3.30** – Variação da temperatura da superfície exterior do tejadilho do HA, sem influência da radiação solar.

Já no interior do HA, os valores obtidos para a temperatura média das superfícies do *tablier* e da chapeleira foram 25,3 °C e 31,1 °C, respetivamente (ver figura 3.31). Na superfície dos assentos frontais, os valores obtidos foram diferentes para os lados esquerdo e direito, tendo sido registados 20,3 °C e 20,5 °C, respetivamente. Por outro lado, na superfície do assento traseiro foi obtida uma temperatura média de 23 °C.



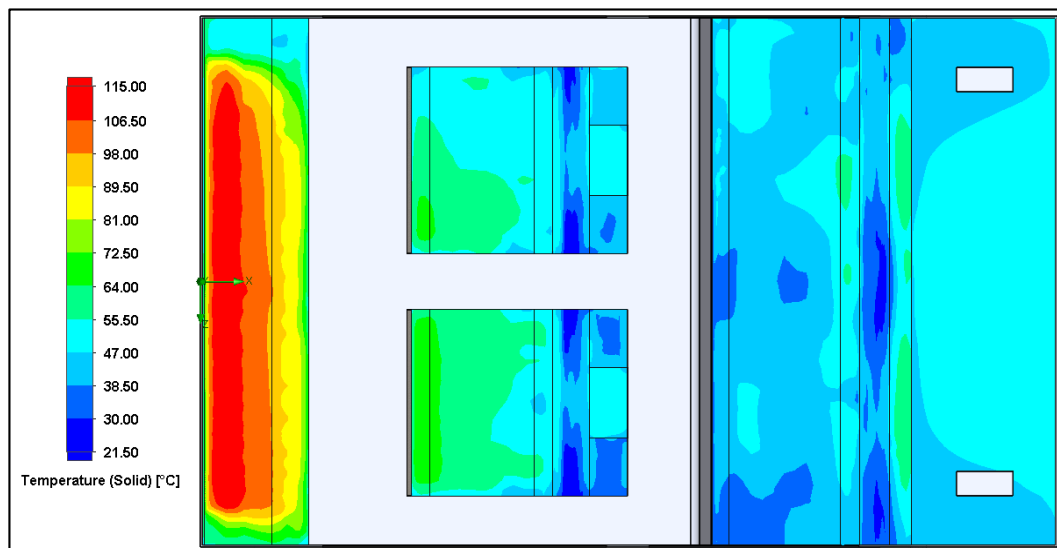
**Figura 3.31** – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, sem influência da radiação solar.

Posteriormente, efetuando a simulação numérica com influência da radiação solar e com vidros sem absorção de energia (ver figura 3.32), a temperatura média obtida para o tejadilho do HA foi de 82 °C, sendo esta bastante superior à registada no projeto anterior.



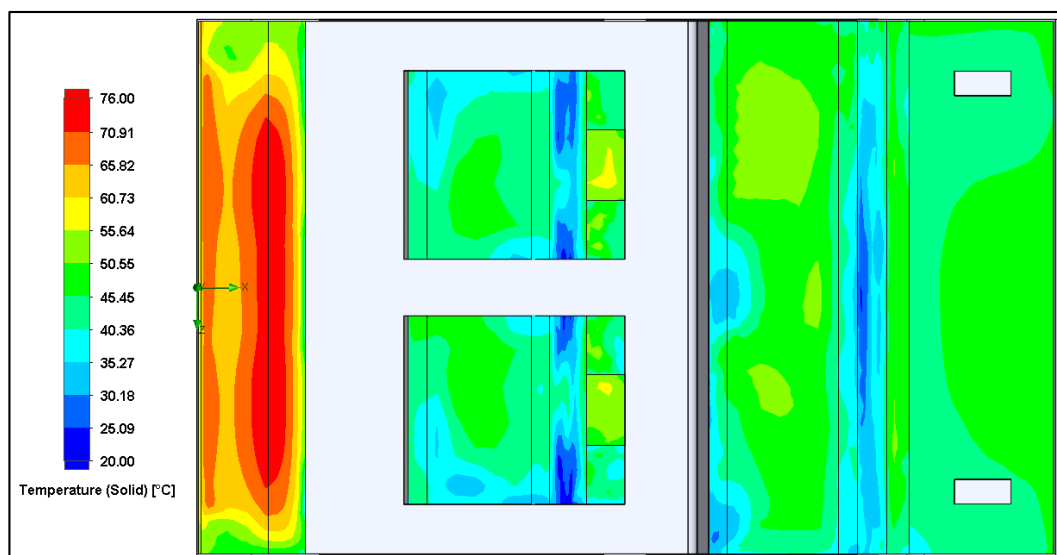
**Figura 3.32** – Variação da temperatura da superfície exterior do tejadilho do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de energia].

No interior do HA, os valores obtidos para a temperatura média das superfícies do *tablier* e da chapeleira foram 87,4 °C e 48,1 °C, respetivamente (ver figura 3.33). Na superfície dos assentos frontais, os valores obtidos foram diferentes para os lados esquerdo e direito, tendo sido registados 48,7 °C e 47,4 °C, respetivamente. Para a superfície do assento traseiro foi registada uma temperatura média de 41,7 °C.



**Figura 3.33** – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

Efetuada a simulação numérica com influência da radiação solar e com vidros com absorção de radiação, verificou-se que a temperatura média obtida para a superfície exterior do tejadilho do HA, foi similar à registada no projeto anterior. Contudo, no interior do HA surgem diferenças significativas (ver figura 3.34), que devem ser salientadas.



**Figura 3.34** – Variação da temperatura nas superfícies do tablier, dos bancos e da chapeleira, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

Analisando a figura 3.34, verifica-se que a utilização de vidros com absorção de radiação permitiu diminuir a temperatura nos componentes do HA. Os valores obtidos para a temperatura média das superfícies do *tablier* e da chapeleira foram 62,7 °C e 44,9 °C, respetivamente. Na superfície dos assentos frontais, os valores obtidos foram diferentes para os lados esquerdo e direito, tendo sido registados 38,8 °C e 38,2 °C, respetivamente. Para a superfície do assento traseiro foi registada uma temperatura média de 42,1 °C.

De forma a simplificar a visualização dos valores de temperatura registados nas superfícies dos vários componentes, em cada um dos projetos, foi elaborada a tabela 3.10.

**Tabela 3.10** – Valores obtidos para a temperatura nas superfícies dos componentes do HA, em cada projeto.

Projetos	Temperatura das superfícies [°C]				
	Tablier	Assento fr. condutor	Assento fr. passageiro	Assento traseiro	Chapeleira
HA sem influência da radiação solar	25,3	20,3	20,5	23	31,1
HA com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]	87,4	48,7	47,4	41,7	48,1
HA com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação]	62,7	38,8	38,2	42,1	44,9

### **Análise e discussão de resultados**

Considerando os resultados obtidos para cada projeto, verificou-se que a influência da radiação solar provoca um grande aumento na temperatura dos componentes do interior do HA, especialmente na zona da frente.

No projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação], importa salientar que:

- A temperatura média obtida na superfície do *tablier* foi de 87,4 °C, sendo este valor bastante superior ao obtido no projeto sem influência da radiação solar, 25,3 °C. Por conseguinte, verifica-se que a radiação solar é a principal causa do acréscimo de 62,1 °C na temperatura média da superfície deste componente;

- A temperatura média obtida na superfície dos assentos frontais foi diferente para os lados esquerdo e direito, tendo sido registados 48,7 °C e 47,4 °C, respetivamente. Assim, perante estes resultados, verifica-se que existe um aumento da temperatura média nessas superfícies, face ao projeto sem influência da radiação solar, onde se registaram 28,4 °C e 26,9 °C, respetivamente;

- Também existem diferenças na temperatura média das superfícies da zona traseira do HA, ainda que menores, face ao projeto sem influência da radiação solar.

Tendo em conta os resultados obtidos para o projeto realizado com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação], foi possível verificar uma diminuição da temperatura dos componentes do HA, face ao projeto realizado com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação]. As maiores diferenças foram encontradas na zona da frente, sendo que, na superfície do *tablier*, a temperatura média registada foi de 62,7 °C, ou seja, verificou-se uma diminuição de 24,7 °C. Os valores registados acerca da temperatura média nas superfícies dos assentos frontais, para os lados esquerdo e direito, foram 38,8 °C e 38,2 °C, respetivamente. Desta forma, verificou-se que a temperatura média nessas superfícies diminuiu 9,9 °C e 9,2 °C, respetivamente.

De acordo com os resultados obtidos, importa destacar que, perante uma condição típica de verão, é muito difícil obter condições ambientais que proporcionem CT no interior de um HA constituído com vidros normais, isto é, sem qualquer tipo de absorção ou de reflexão de radiação solar. A utilização destas propriedades nos vidros de hoje em dia é indispensável para diminuir a temperatura no interior de um HA.

De acordo com os estudos realizados nesta área, muitos autores chegaram a conclusões similares:

- Segundo Han *et al.* (2001), o ambiente térmico no interior do HA depende fortemente das propriedades do vidro, do ângulo de incidência solar e do comprimento de onda incidente;

- Bohm *et al.* (2002) apontaram a radiação solar como o maior inconveniente para a obtenção de CT no interior de um HA. Este problema agrava-se com a inclinação positiva do para-brisas, na direção do interior do HA, uma vez que a transmissão de energia irá aumentar, atingindo o seu máximo quando a radiação solar incidir perpendicularmente sobre o vidro. Segundo os seus estudos, os vidros sem absorção ou reflexão de radiação solar podem expor a cabeça e o peito da pessoa a temperaturas muito mais elevadas do que expõem os outros segmentos corporais. Além disso, afirmam que o tipo de vidro tem uma grande influência para o ambiente térmico no interior do HA;

- Para Leong *et al.* (2010), a temperatura no interior do HA depende fortemente da área do para-brisas e da radiação solar que nele incide. Nos seus estudos, verificaram que a radiação solar que entra no HA é superior quando o veículo está orientado para o norte ou para o sul e que a maior parte da energia da radiação solar é absorvida pelos assentos frontais.

De forma a não estender esta dissertação e tendo em conta o desenvolvimento do estudo 2, onde foram aprofundados os índices de CT, é possível visualizar, no Anexo K, os índices PMV e PPD obtidos para cada um dos projetos realizados.

### 3.3.5 - Estudo 2 – Avaliação do CT no Interior do HA

Neste estudo, os principais objetivos foram verificar a variação da temperatura do ar no interior do HA, ao longo de um período de arrefecimento de 540 segundos e determinar as condições de CT existentes após esse período. Assim, foi realizado ‘um projeto’ de simulação numérica, em condições de estado transiente, em que o HA sofre influência da radiação solar, tendo sido considerados vidros com absorção de radiação. Para realizar este estudo, foram definidas as mesmas condições utilizadas para o estudo 1, já apresentadas anteriormente. No entanto, tendo em conta que este estudo foi realizado em condições de estado transiente, foi necessário definir as condições ambientais iniciais no interior do HA. Assim, definiu-se uma temperatura para o seu interior, 5 °C superior à existente no seu exterior, 35 °C (ver tabela 3.11).

**Tabela 3.11** – Definição das condições ambientais iniciais no interior do HA.

Condições ambientais iniciais	
Temperatura [°C]	40
Pressão atmosférica [Pa]	101 325

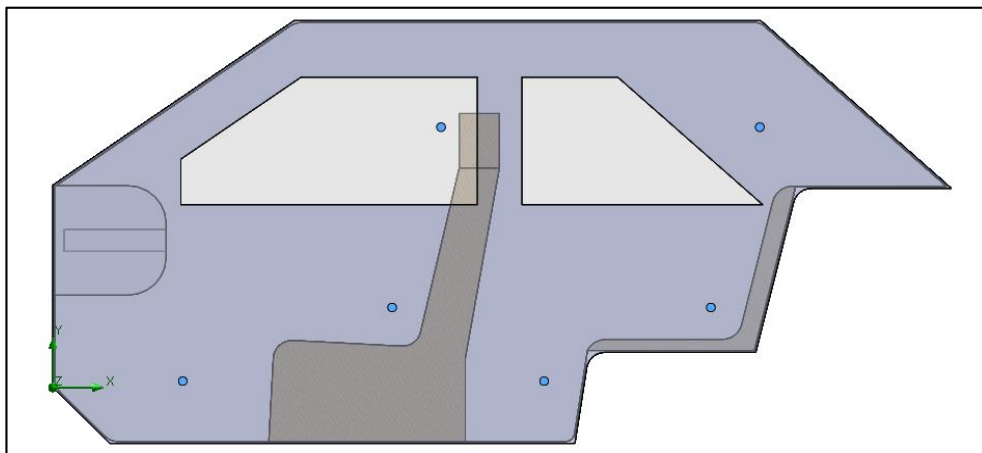
Segundo Fanger (1986), uma pessoa sentada e em repouso, usando vestuário de verão, apresenta os dados exibidos na tabela 3.12. Os valores apresentados também podem ser visualizados nas normas ISO 8996 e ISO 9920. Estes parâmetros, definidos no SFS, têm uma grande relevância para os valores dos índices PMV e PPD obtidos no projeto.

**Tabela 3.12** – Parâmetros pessoais definidos no SFS.

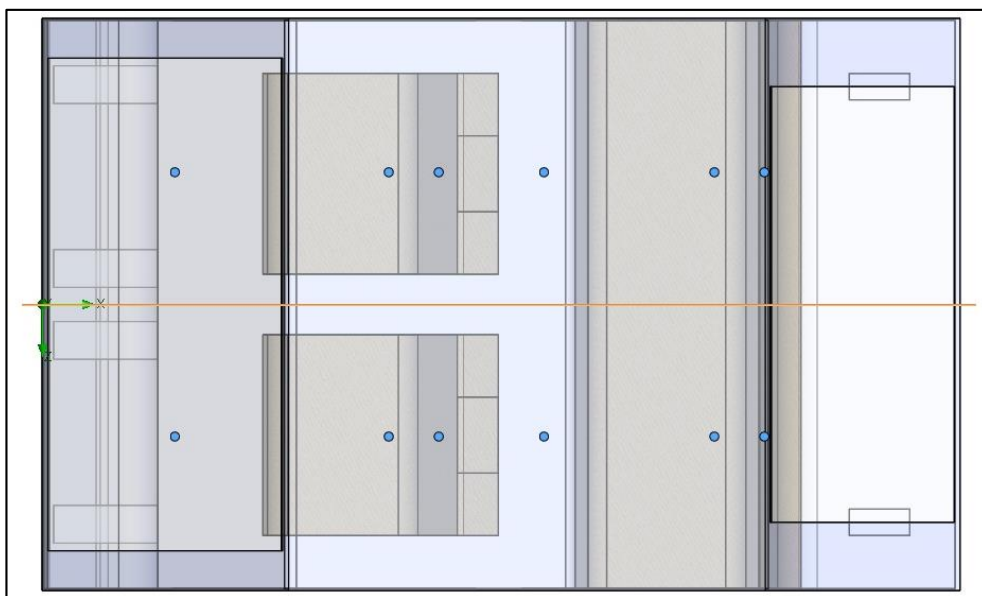
Parâmetros pessoais	
Taxa de metabolismo [met]	1
Isolamento térmico do vestuário [clo]	0,5

A análise realizada para o projeto foi efetuada tendo em conta a informação obtida em 12 pontos, colocados no interior do HA, divididos equitativamente por quatro espaços. De modo a obter resultados mais fidedignos, esses pontos foram colocados em dois planos frontais que passam, cada um deles, no centro de cada um dos assentos da frente, esquerdo

[condutor] e direito [passageiro]. Para além disso, foram distribuídos por três níveis distintos, correspondentes a segmentos importantes do CH, designadamente, pés, abdómen e cabeça (ver figura 3.35). Embora os pontos inseridos tenham uma posição simétrica, relativamente ao plano frontal colocado no centro do HA (ver figura 3.36), é importante mencionar que os valores obtidos através dos 12 pontos servem apenas como referência, uma vez que não demonstram na íntegra, os resultados ‘reais’ acerca dos valores existentes no interior do HA. Segundo Madsen *et al.* (1986), a utilização destes três pontos é uma solução simples, que permite determinar o tempo necessário para que o ambiente no interior de um veículo arrefeça. Ainda assim, para investigar o efeito das diferentes configurações dos difusores de ar, é importante efetuar medições ao nível de outros segmentos corporais, como: os braços, as mãos e as pernas.



**Figura 3.35** – Posição dos pontos de medição no interior do HA, distribuídos por três níveis distintos.



**Figura 3.36** – Pontos colocados em dois planos frontais, simetricamente posicionados relativamente ao plano frontal colocado no centro do HA.

Para complementar a informação recolhida nos pontos, foram também utilizadas as secções resultantes dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro de cada um dos assentos da frente. Estas secções permitiram verificar a variação de alguns dos parâmetros e índices ambientais no interior do HA.

Em seguida, de modo a facilitar a leitura dos resultados obtidos nos pontos e nas secções, apresenta-se uma tabela em que cada ponto é relacionado com a respetiva localização (ver tabela 3.13).

**Tabela 3.13** – Localização dos pontos de medição utilizados para o estudo.

Espaços	Pontos	Localização
1	P1	Frente, lado esquerdo [Nível dos pés]
	P2	Frente, lado esquerdo [Nível do abdómen]
	P3	Frente, lado esquerdo [Nível da cabeça]
2	P4	Frente, lado direito [Nível dos pés]
	P5	Frente, lado direito [Nível do abdómen]
	P6	Frente, lado direito [Nível da cabeça]
3	P7	Traseira, lado esquerdo [Nível dos pés]
	P8	Traseira, lado esquerdo [Nível do abdómen]
	P9	Traseira, lado esquerdo [Nível da cabeça]
4	P10	Traseira, lado direito [Nível dos pés]
	P11	Traseira, lado direito [Nível do abdómen]
	P12	Traseira, lado direito [Nível da cabeça]

O tempo de simulação para este estudo foi de 900 segundos, todavia a análise foi efetuada apenas para os 540 segundos iniciais, uma vez que a partir desse período, as variações existentes no interior do HA são menos evidentes. É importante salientar que foi definido um intervalo de tempo de simulação [*time step*] constante de 0,5 s para os primeiros 240 segundos de arrefecimento e de 1 s para o restante tempo de simulação numérica. A escolha de um intervalo de tempo de simulação menor para os primeiros 240 segundos revelou-se fundamental para a obtenção de resultados mais precisos.

De acordo com os estudos existentes nesta área, geralmente, é nos primeiros 600 segundos que se registam as condições altamente transientes, ou seja, é neste período de tempo que existe uma maior descida da temperatura do ar no interior do HA. Após este período, a descida da temperatura do ar é menos significativa, atingindo-se uma condição perto do estado estacionário depois dos 1800 segundos (Chen *et al.*, 2008; Kilic & Sevilgen, 2012; Sevilgen & Kilic, 2013).

Na tabela 3.14, é possível visualizar uma descida dos valores da temperatura do ar nos vários pontos, ao longo dos 540 segundos de simulação numérica [*Physical time*].

**Tabela 3.14** – Valores obtidos para a temperatura do ar, nos pontos de medição, ao longo de 540 segundos.

Pontos de medição		Temperatura do ar [°C]					
		1 s	60 s	120 s	240 s	360 s	540 s
P1	Frente, lado esquerdo [Nível dos pés]	40	32,5	25,9	22,1	21,6	21,5
P2	Frente, lado esquerdo [Nível do abdómen]	40	24,4	22,5	19,9	19,1	19
P3	Frente, lado esquerdo [Nível da cabeça]	40	26,8	25,3	21	20	19,8
P4	Frente, lado direito [Nível dos pés]	40	32,4	26,1	22,2	21,7	21,7
P5	Frente, lado direito [Nível do abdómen]	40	24,4	22,4	20,2	19,7	19
P6	Frente, lado direito [Nível da cabeça]	40	26,9	25,2	21	20,7	19,5
P7	Traseira, lado esquerdo [Nível dos pés]	40	29,8	25,8	22,7	22,3	21,4
P8	Traseira, lado esquerdo [Nível do abdómen]	40	26,5	22,7	19,7	19,4	19,4
P9	Traseira, lado esquerdo [Nível da cabeça]	40	31	26,5	21,3	20,7	20,7
P10	Traseira, lado direito [Nível dos pés]	40	29,9	25,7	22	21,9	21,4
P11	Traseira, lado direito [Nível do abdómen]	40	26,5	22,7	19,7	19,7	19,1
P12	Traseira, lado direito [Nível da cabeça]	40	31,1	26,5	21,4	20,7	20,7

Analisando a tabela 3.14, verificam-se alguns dados importantes, nomeadamente:

- Os resultados obtidos após 60 segundos, na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], demonstram uma diferença superior a 5 °C entre as temperaturas medidas ao nível da cabeça e ao nível dos pés. É importante relembrar que a norma ISO 7730 define uma diferença máxima admissível de 3 °C;

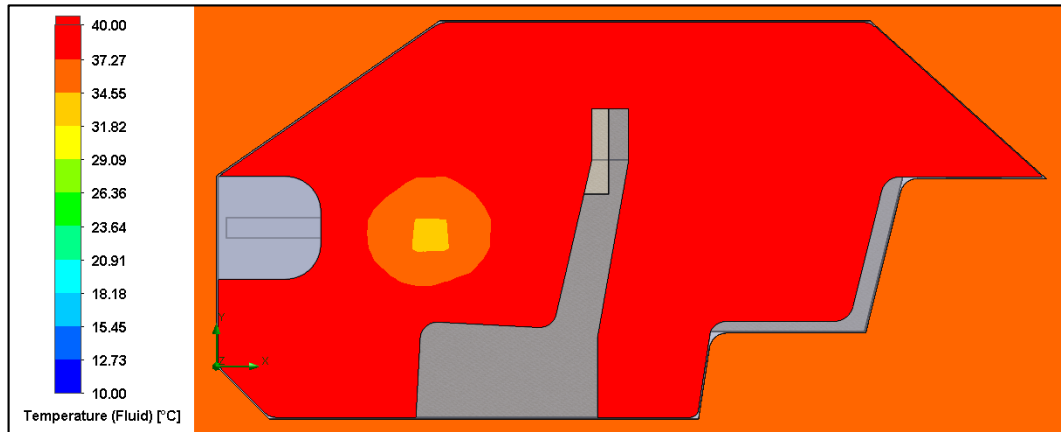
- A descida dos valores da temperatura do ar no interior do HA é mais acentuada durante os primeiros 240 segundos;

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, as temperaturas registadas ao nível dos pés foram as que demoram mais tempo a diminuir;

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, as temperaturas registadas ao nível do abdómen foram as que demoram menos tempo a diminuir.

É importante referir que estes valores foram obtidos sem incluir manequins térmicos no interior do HA, sendo que a sua introdução iria alterar o escoamento de ar e, consequentemente, os resultados obtidos.

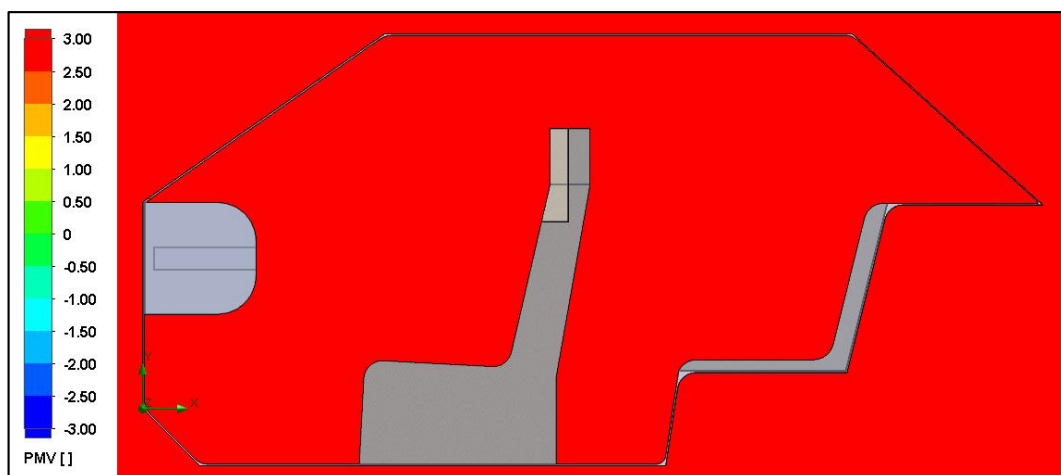
Na figura 3.37, está representada a variação da temperatura do ar no interior do HA, para a situação inicial [1 s], através do corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo [condutor]. O corte efetuado no centro do assento frontal direito [passageiro] é idêntico, pelo que não foi exposto.



**Figura 3.37** – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 1 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].

Para verificar de forma mais detalhada, a variação da temperatura do ar no interior do HA, para os vários níveis [pés, abdómen e cabeça], foi conveniente recorrer às secções resultantes de cortes efetuados por planos de topo [ $Y=0,715$  m;  $Y=0,220$  m;  $Y=0,018$  m]. Contudo, para não alongar a dissertação, essas secções foram colocadas no Anexo L.

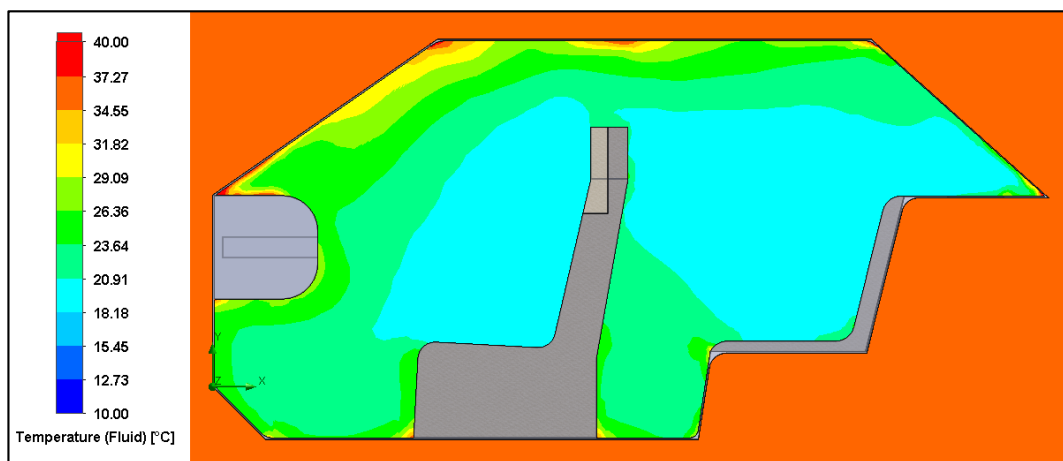
Na figura 3.38, está representado o índice PMV no interior do HA, para a situação inicial [1 s], através do corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo [condutor]. Tal como anteriormente, o corte efetuado no centro do assento frontal direito [passageiro] é igual ao apresentado, não sendo por isso exposto.



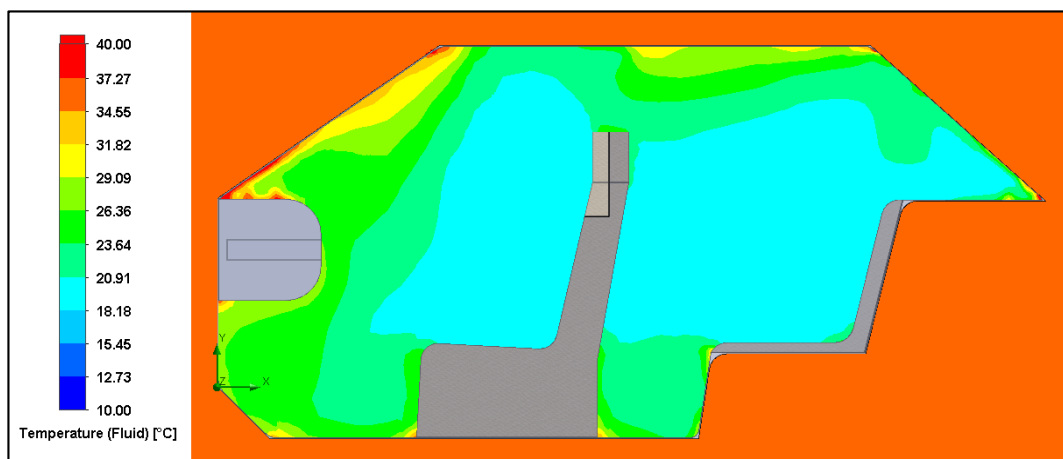
**Figura 3.38** – Variação do PMV no interior do HA para 1 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].

Analisando a figura 3.38, verifica-se que o ambiente térmico inicial no interior do HA está longe de garantir condições de CT para os seus ocupantes, uma vez que o valor obtido para o PMV ao longo do HA é superior a +3 [Muito quente]. Isto significa que a percentagem previsível de insatisfeitos é de 100%, existindo por isso necessidade de alterar essa situação.

Na figura 3.39 e figura 3.40, estão representadas as variações da temperatura do ar no interior do HA, para a situação final [540 s], através dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro dos assentos da frente, esquerdo [condutor] e direito [passageiro], respetivamente.



**Figura 3.39** – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].



**Figura 3.40** – Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro].

Tendo em conta a temperatura inicial no interior do HA, 40 °C, verificou-se que os valores da temperatura do ar desceram significativamente após um período de 540 segundos de arrefecimento. Para além disso, analisando a figura 3.39 e a figura 3.40, verificam-se

diferenças na distribuição da temperatura do ar entre os lados esquerdo [condutor] e direito [passageiro]. Todavia, verifica-se que para ambos os casos, os valores obtidos para a temperatura do ar estão compreendidos, na sua maioria, entre os 19 °C e os 26 °C. Na generalidade, os valores mais elevados para a temperatura do ar, superiores a 26 °C, foram registados nas proximidades do tablier e do para-brisas. Além disso, os valores obtidos para a temperatura do ar ao nível dos pés foram superiores aos registados, quer ao nível do abdómen, quer ao nível da cabeça. Esta situação acontece pelo facto de não existir insuflação de ar para a zona dos pés, o que reduz, consideravelmente, a circulação de ar nessas zonas.

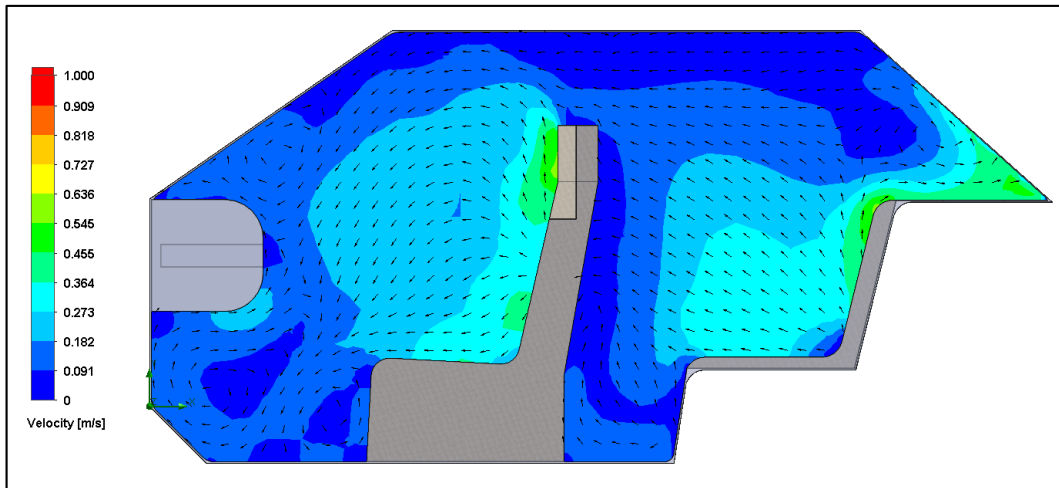
Considerando os estudos específicos realizados por T. Lin *et al.* (2010) no interior de um HA, a temperatura neutra é de 26,2 °C e a zona de conforto está entre os 22,4 °C e os 28,9 °C.

Segundo os estudos desenvolvidos por Kilic & Sevilgen (2012), a distribuição da temperatura do ar no interior do HA está fortemente correlacionada com o escoamento de ar no seu interior.

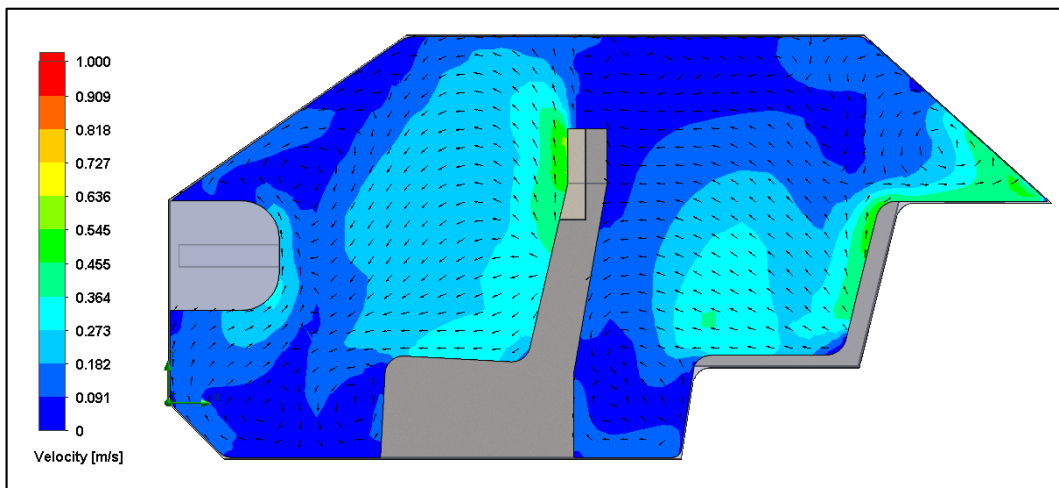
De acordo com Alexandrov *et al.* (2001), para além das condições ambientais externas e internas, a localização dos difusores de ar e a sua geometria afetam, de forma significativa, a distribuição da temperatura do ar no interior de um HA.

Na figura 3.41 e figura 3.42, estão representadas as variações da velocidade do ar no interior do HA, para a situação final [540 s], através dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro dos assentos da frente, esquerdo [condutor] e direito [passageiro], respetivamente. Analisando a figura 3.41 e a figura 3.42, verificam-se diferenças na distribuição da velocidade do ar entre os lados esquerdo [condutor] e direito [passageiro]. Todavia, verifica-se que para ambos os casos, os valores obtidos para a velocidade do ar estão compreendidos, na sua maioria, entre os 0,10 m/s e os 0,30 m/s. É importante referir que, em geral, as velocidades mais elevadas, superiores a 0,30 m/s, foram registadas junto aos assentos frontais e traseiro, devido ao posicionamento horizontal dos difusores de ar. Por outro lado, as velocidades mais reduzidas, inferiores a 0,10 m/s, foram registadas junto ao tejadilho e à zona dos pés. Esta situação acontece pelo facto de não existir insuflação de ar para estas zonas, pelo que, a circulação de ar é reduzida consideravelmente, e por consequência, também a temperatura e velocidade do ar.

Considerando os estudos de Alexandrov *et al.* (2001), as zonas com baixa circulação de ar podem ser significativamente reduzidas, através de uma melhoria na configuração dos difusores e grelhas de ar.



**Figura 3.41** – Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].

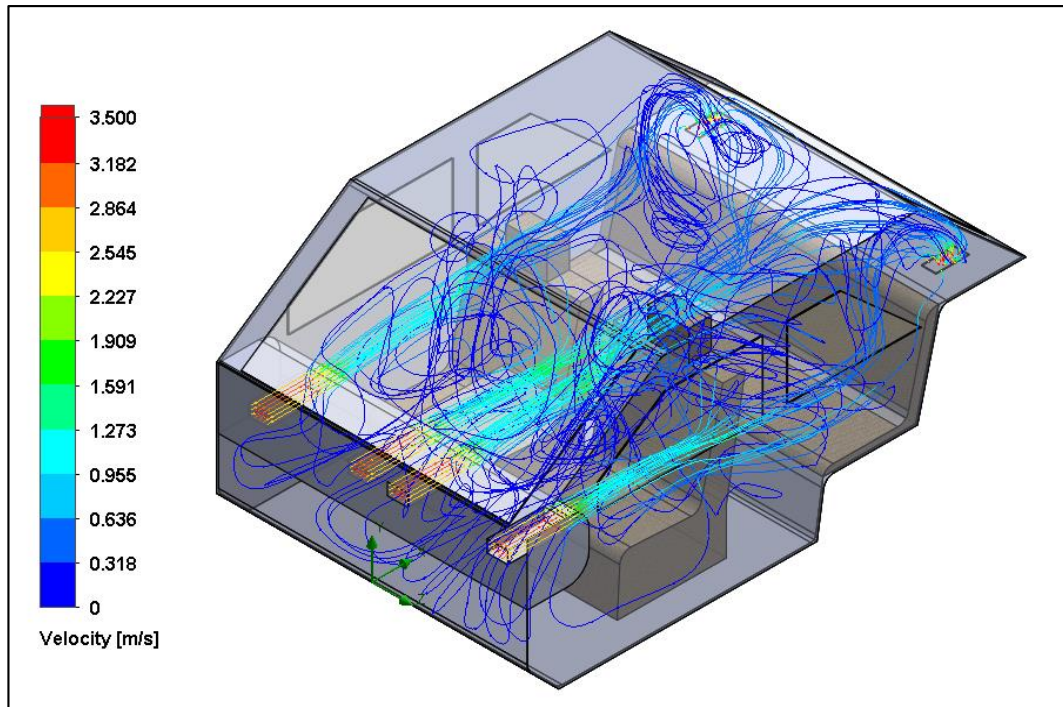


**Figura 3.42** – Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro].

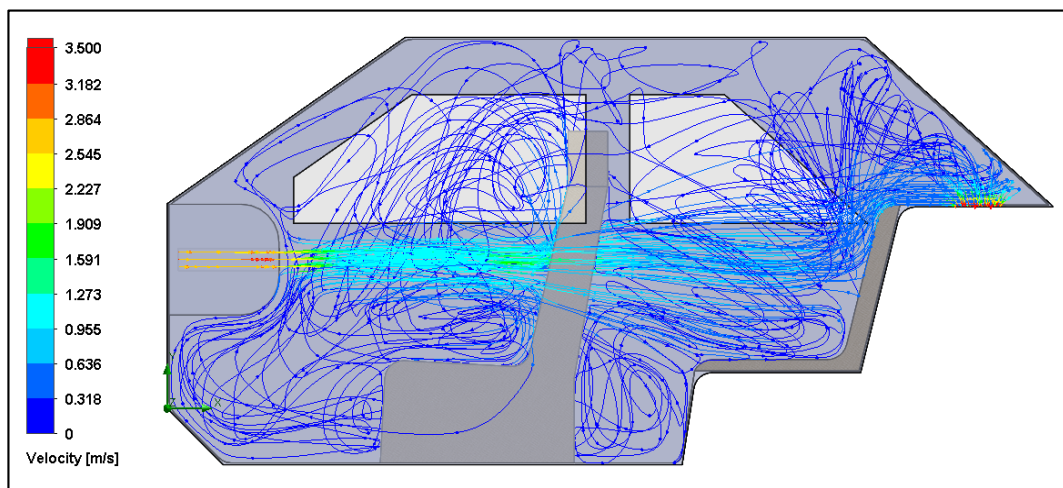
No Anexo L, é possível analisar, segundo outra perspetiva, a variação da velocidade do ar no interior do HA, para os vários níveis [pés, abdómen e cabeça].

Para além da velocidade do ar é também importante determinar de que forma o escoamento se movimenta no interior do HA. As trajetórias previstas para o escoamento de ar no interior do HA podem ser visualizadas através da figura 3.43 e da figura 3.44. Para a sua representação, foram consideradas 15 linhas de trajetória por cada um dos difusores de ar, perfazendo um total de 60 linhas. Analisando a figura 3.43 e a figura 3.44, observa-se que as velocidades do ar mais elevadas são obtidas à saída dos difusores de ar e nos espaços entre os assentos frontais. É também perceptível que os ocupantes dos assentos frontais [espaços 1 e 2] são submetidos a velocidades de ar superiores, face aos ocupantes do assento traseiro [espaços 3 e 4], ou seja, a velocidade do ar vai diminuindo ao longo do HA [eixo X].

Segundo Han *et al.* (2001), os efeitos da velocidade do ar são mais evidentes em segmentos do CH como a cabeça, os braços e as mãos, devido à proximidade que estes têm com os difusores de ar.



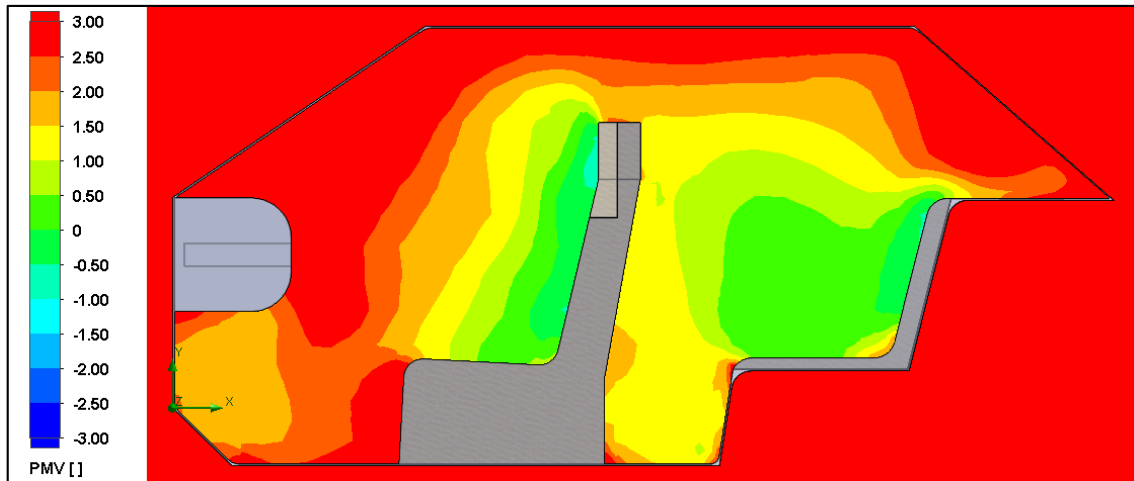
**Figura 3.43** – Trajetórias do escoamento de ar no interior do HA para 540 s [vista isométrica].



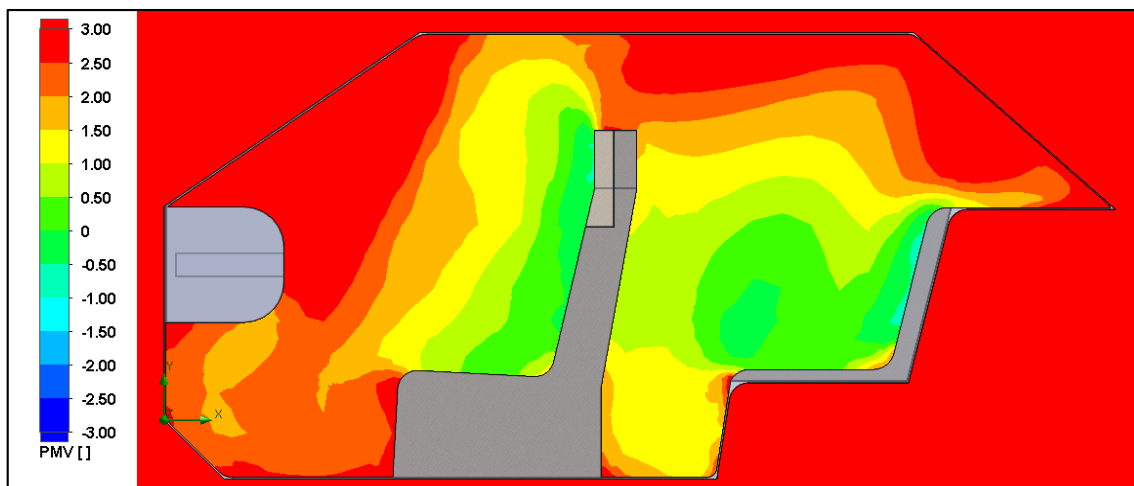
**Figura 3.44** – Trajetórias do escoamento de ar no interior do HA para 540 s [vista frontal].

Tendo em conta que existem outros parâmetros que influenciam o CT no interior do HA, optou-se por fazer uma análise da variação dos índices PMV e PPD. Na figura 3.45 e figura 3.46, estão representadas as variações do índice PMV no interior do HA, para a situação final [540 s], através dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro dos assentos da frente, esquerdo [condutor] e direito [passageiro], respetivamente.

Analisando a figura 3.45 e a figura 3.46, verifica-se que após um período de 540 segundos de arrefecimento, o ambiente térmico no interior do HA melhorou significativamente, tendo sido registados, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, valores de ST compreendidos, maioritariamente, entre 0 [neutro] e +2 [quente]. Apesar da melhoria do ambiente térmico, face aos resultados iniciais, é importante mencionar que mantendo as condições definidas inicialmente, estes resultados podiam ainda ser melhorados através da introdução de insuflação de ar para a zona dos pés.



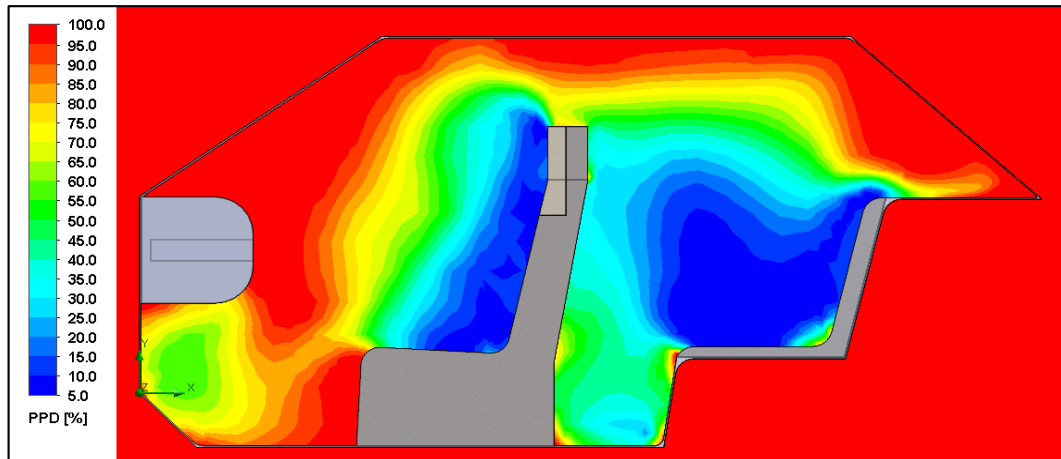
**Figura 3.45** – Variação do PMV no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].



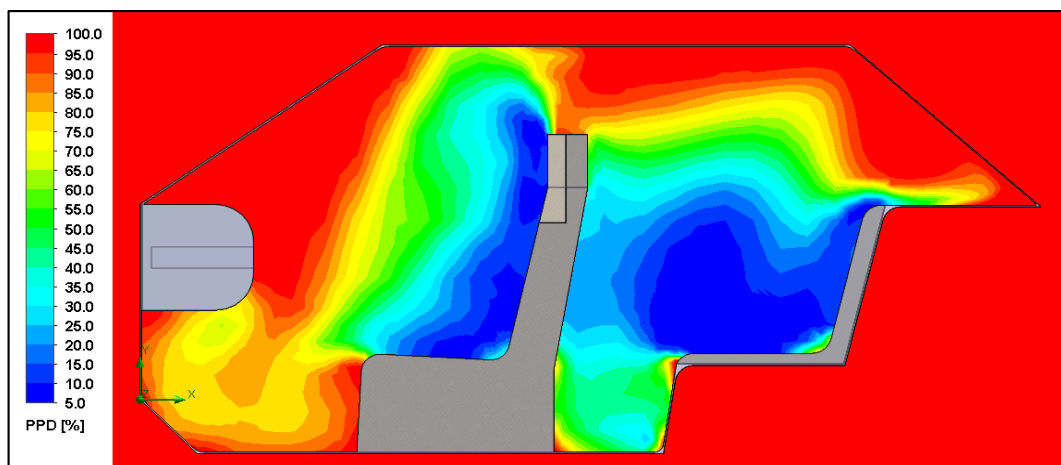
**Figura 3.46** – Variação do PMV no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro].

Nas figura 3.47 e figura 3.48, estão representadas as variações do índice PPD no interior do HA, para a situação final [540 s], através dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro dos assentos da frente, esquerdo [condutor] e direito [passageiro], respetivamente.

Inicialmente, a percentagem previsível de insatisfeitos no interior do HA era de 100 %, contudo, depois de 540 segundos de arrefecimento, foi possível obter melhorias significativas no ambiente térmico. Analisando a figura 3.47 e a figura 3.48, verifica-se que para as zonas dos assentos frontais e traseiro, a percentagem previsível de insatisfeitos está agora compreendida, maioritariamente, entre os 5 % e os 50 %.



**Figura 3.47** – Variação do PPD no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].



**Figura 3.48** – Variação do PPD no interior do HA para 540 s  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro].

Embora o valor do índice PMV tenha sido analisado depois de um período de 540 segundos de arrefecimento, é importante mencionar que, tendo em conta que os segmentos do CH são sujeitos a diferentes condições térmicas no interior do HA, o índice mais apropriado para medir os efeitos térmicos nos ocupantes de um veículo é a temperatura equivalente. Assim, recorrendo aos dados obtidos depois de um período de 540 segundos de arrefecimento, para os diversos níveis [pés, abdómen e cabeça], foi determinada a temperatura equivalente representativa do corpo como um todo.

Na tabela 3.15, é possível visualizar os valores obtidos para alguns dos parâmetros e índices ambientais, após um período de 540 segundos de simulação numérica.

**Tabela 3.15** – Dados obtidos nos pontos de medição, após um período de 540 segundos de arrefecimento.

Pontos de medição	Temperatura do ar [°C]	Temperatura média radiante [°C]	Velocidade do ar [m/s]	Temperatura operativa [°C]	PMV	PPD
P1	21,5	44,8	0,123	32,6	2,09	81
P2	19	43	0,325	27,5	0,02	9
P3	19,8	43,2	0,386	27,9	0,07	12
P4	21,7	43,1	0,099	32,5	1,84	69
P5	19	42,6	0,320	27,4	-0,01	7
P6	19,5	43,8	0,397	27,9	0,03	13
P7	21,4	40	0,040	32,4	1,19	35
P8	19,4	41,8	0,266	27,8	0,15	7
P9	20,7	46,8	0,047	35,1	2,35	89
P10	21,4	40,3	0,031	33,2	1,23	37
P11	19,1	41,9	0,310	27,3	-0,09	6
P12	20,7	46,9	0,120	33,2	2,35	89

Analisando a tabela 3.15, é importante destacar alguns dados, nomeadamente:

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, os valores mais elevados para a temperatura do ar foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível dos pés;

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, os valores mais baixos para a temperatura do ar foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível do abdómen;

- O valor médio obtido para a temperatura do ar ao nível da cabeça, na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], foi 19,7 °C, sendo este valor inferior ao obtido na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4], 20,7 °C. Assim, verifica-se que o valor médio para temperatura do ar ao nível da cabeça difere 1 °C entre a zona dos assentos frontais e a zona do assento traseiro;

- A diferença da temperatura do ar entre o nível da cabeça e o dos pés, nas zonas dos assentos frontais e traseiro, é inferior ao valor definido pela norma ISO 7730 [ $< 3$  °C];

- Na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], os valores mais elevados para a velocidade do ar foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível da cabeça;

- Na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4], os valores mais elevados para a velocidade do ar foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível do abdómen;

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, os valores mais baixos para a velocidade do ar foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível dos pés;

- Alguns dos valores obtidos para a velocidade do ar são superiores ao valor definido pela norma ISO 7730, para as condições de verão [velocidade média do ar inferior a 0,19 m/s]. No entanto, é importante salientar que o valor definido pela norma corresponde a um valor médio, enquanto os valores obtidos no estudo são específicos dos pontos analisados. Assim, os pontos analisados servem apenas para referência, uma vez que não demonstram os resultados ‘reais’ acerca dos valores existentes no interior do HA;

- Na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], os valores mais elevados para a temperatura operativa foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível dos pés;

- Na zona do assento traseiro [espaços 3 e 4], os valores mais elevados para a temperatura operativa foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível da cabeça;

- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, os valores mais baixos para a temperatura operativa foram obtidos nos pontos de medição colocados ao nível do abdómen.

Utilizando os dados da tabela 3.15 e as equações 2.34 e 2.35, elaborou-se a tabela 3.16. A construção desta tabela teve como objetivo determinar a temperatura equivalente em cada um dos pontos de medição e, conseqüentemente, estimar uma temperatura equivalente representativa do corpo como um todo, para cada um dos espaços.

**Tabela 3.16** – Temperatura equivalente e percentagem prevista de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar nos pontos de medição.

Espaços	Pontos	Localização	$t_{eq}$ [°C]	$\bar{t}_{eq}$ [°C]	DR [%]
1	P1	Frente, lado esquerdo [Nível dos pés]	31,8	28,5	13,9
	P2	Frente, lado esquerdo [Nível do abdómen]	27,6		53,2
	P3	Frente, lado esquerdo [Nível da cabeça]	27,8		52,6
2	P4	Frente, lado direito [Nível dos pés]	32,5	28,5	10,5
	P5	Frente, lado direito [Nível do abdómen]	27,5		58,8
	P6	Frente, lado direito [Nível da cabeça]	27,8		52,7
3	P7	Traseira, lado esquerdo [Nível dos pés]	32,4	29,4	1,9
	P8	Traseira, lado esquerdo [Nível do abdómen]	27,8		44,4
	P9	Traseira, lado esquerdo [Nível da cabeça]	35,1		6,9
4	P10	Traseira, lado direito [Nível dos pés]	33,2	29	2,5
	P11	Traseira, lado direito [Nível do abdómen]	27,3		47,8
	P12	Traseira, lado direito [Nível da cabeça]	32,3		15,8

Analisando a tabela 3.16 e de acordo com a figura 2.18 [zonas de conforto para o verão] (ver pág. 62), verifica-se que:

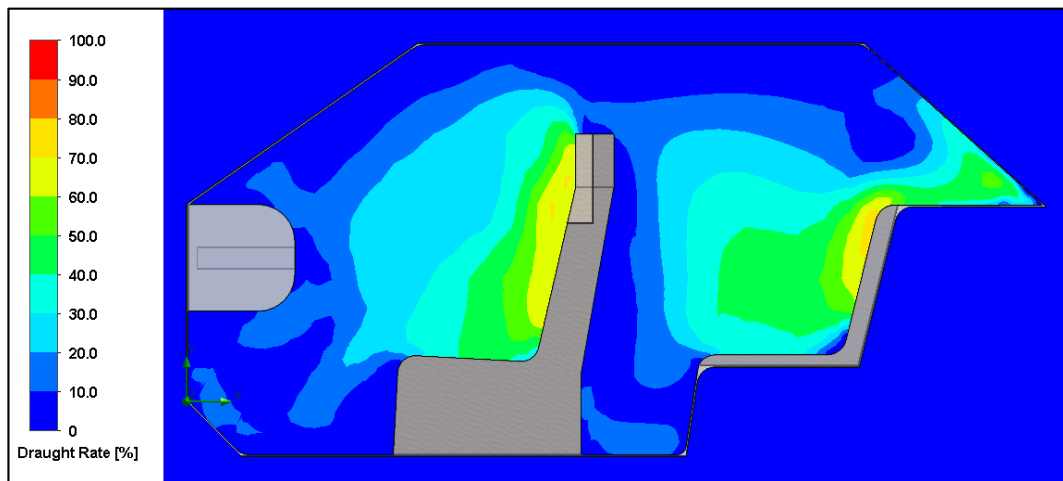
- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, o valor obtido para a temperatura equivalente ao nível dos pés insere-se no intervalo muito quente;
- Nas zonas dos assentos frontais e traseiro, o valor obtido para a temperatura equivalente ao nível do abdómen insere-se no intervalo neutro;
- Na zona dos assentos frontais [espaços 1 e 2], o valor obtido para a temperatura equivalente ao nível da cabeça insere-se no intervalo quente, mas confortável;
- Na zona do assento traseiro, lado esquerdo [espaço 3], o valor obtido para a temperatura equivalente ao nível da cabeça insere-se no intervalo muito quente;
- Na zona do assento traseiro, lado direito [espaço 4], o valor obtido para a temperatura equivalente ao nível da cabeça insere-se no intervalo quente, mas confortável;
- Na zona dos assentos frontais, o valor obtido para a temperatura equivalente, representativa do corpo como um todo, foi similar entre os lados esquerdo [espaço 1] e direito [espaço 2], tendo sido registado, em média, o valor de 28,5 °C. De acordo com a figura 2.18 [zonas de conforto para o verão], este valor insere-se no intervalo quente, mas confortável;
- Na zona do assento traseiro, o valor obtido para a temperatura equivalente, representativa do corpo como um todo, foi diferente para os lados esquerdo [espaço 1] e direito [espaço 2], tendo sido registados 29,4 °C e 29 °C, respetivamente. De acordo com a figura 2.18 [zonas de conforto para o verão], estes valores inserem-se no intervalo quente, mas confortável;

Tendo em conta as condições definidas inicialmente para este estudo, podemos concluir que, independentemente da posição do ocupante no interior do HA, a temperatura equivalente, representativa do corpo como um todo, se encontra no intervalo quente, mas confortável [ $27\text{ °C} < teq < 29,5\text{ °C}$ ]. Contudo, é importante referir que para uma análise mais aprofundada é fundamental investigar outros pontos, tais como: os braços, as mãos e as pernas. Além disso, também é conveniente verificar a quantidade de pessoas insatisfeitas devido ao desconforto térmico local causado pelas correntes de ar, situação comum no interior de um HA.

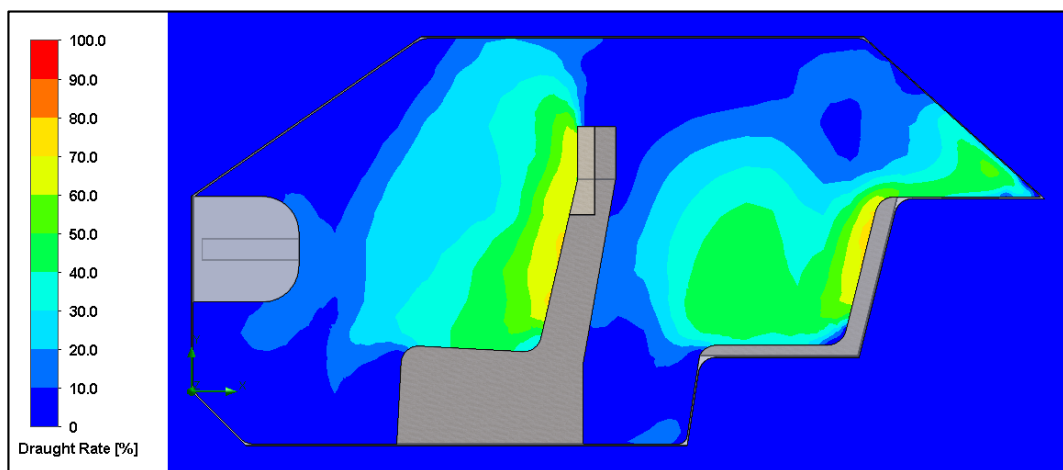
Analisando a tabela 3.16, verifica-se que os valores mais elevados para as correntes de ar foram obtidos nas medições ao nível do abdómen. Esta situação era espetável, tendo em conta a pequena diferença de cota entre o nível dos difusores de ar e o nível do abdómen. É importante referir que foram registados valores de correntes de ar superiores ao valor

definido pela norma ISO 7730, para um ambiente confortável [DR < 20 %], contudo, a norma define que este valor pode ser mais elevado durante situações transientes, tal como o caso em questão, onde a principal preocupação é alcançar um ambiente térmico confortável, o mais rapidamente possível.

Na figura 3.49 e figura 3.50, estão representadas as variações das correntes de ar no interior do HA, para a situação final [540 s], através dos cortes efetuados pelos planos frontais, colocados no centro dos assentos da frente, esquerdo [condutor] e direito [passageiro], respetivamente. Analisando a figura 3.49 e a figura 3.50, verifica-se que para as zonas dos assentos frontais e traseiro, a percentagem prevista de pessoas insatisfeitas devido às correntes de ar está compreendida, maioritariamente, entre os 30 % e os 60 %.



**Figura 3.49** – Variação das correntes de ar no interior do HA para 540 s.  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal esquerdo, condutor].



**Figura 3.50** – Variação das correntes de ar no interior do HA para 540 s.  
[Corte efetuado por um plano frontal, colocado no centro do assento frontal direito, passageiro].

# Capítulo 4

## Considerações Finais

Ao longo deste capítulo são abordados os tópicos relacionados com as considerações finais, de acordo com o trabalho desenvolvido. Inicialmente, são apresentadas as conclusões do trabalho realizado, evidenciando o efeito que a radiação térmica provoca sobre o ambiente térmico no interior do habitáculo automóvel. Por fim, são apresentadas as sugestões para o desenvolvimento de futuros trabalhos nesta área



## 4.1 - Conclusões

O CT apresenta-se como um problema bastante complexo, uma vez que é influenciado por seis parâmetros principais, quatro ambientais e dois pessoais e, simultaneamente, está relacionado com elementos psicológicos e fisiológicos do CH.

Avaliar o ambiente térmico no interior de um HA não é uma tarefa fácil, já que os parâmetros ambientais podem ser variáveis ao longo do tempo e do espaço. Assim, torna-se imprescindível recorrer às ferramentas disponíveis para estudar os ambientes com condições transientes. Por conseguinte, foi utilizado o *SolidWorks Flow Simulation*, um *software* de simulação numérica, para prever os parâmetros ambientais e o escoamento de ar no interior do HA, tendo em conta o seu arrefecimento perante uma condição típica de verão.

De acordo com os resultados obtidos no primeiro estudo, foi possível demonstrar que a radiação solar influencia significativamente o ambiente térmico no interior de um automóvel. Perante as mesmas condições de fronteira e considerando a análise dos 300 pontos de medição colocados no interior do HA, o projeto realizado com influência da radiação solar apresentou um aumento de 33,8 °C no valor médio da temperatura média radiante e de 6,8 °C no valor médio da temperatura do ar, face ao projeto realizado sem influência da radiação solar. Para além disso, também se verificaram aumentos significativos nas temperaturas médias obtidas para as superfícies, nomeadamente: 52,1 °C no tejadilho, 62,1 °C no *tablier*, 27,7 °C nos assentos frontais, 18,7 °C no assento traseiro e 17 °C na chapeleira. Complementando o estudo com a inclusão de um vidro com absorção de radiação, foi possível melhorar os resultados obtidos, uma vez que foram reduzidos 4,5 °C no valor médio da temperatura média radiante e 1 °C no valor médio da temperatura do ar. Simultaneamente verificou-se uma diminuição significativa nas temperaturas médias das superfícies dos componentes do HA, com especial destaque para o *tablier* e para os assentos frontais, onde foram reduzidos 24,7 °C e 9,6 °C, respetivamente.

Analisando o primeiro estudo, conclui-se que perante uma condição típica de verão, a radiação solar provoca um grande aumento de temperatura no interior do HA, especialmente na zona da frente. Essa situação dificulta a obtenção de condições que proporcionem CT no interior de um HA, sendo agravada nos casos em que o habitáculo é constituído por vidro normal, sem qualquer tipo de absorção ou de reflexão de energia. De forma a verificar as condições de CT no interior do HA, realizou-se um segundo estudo.

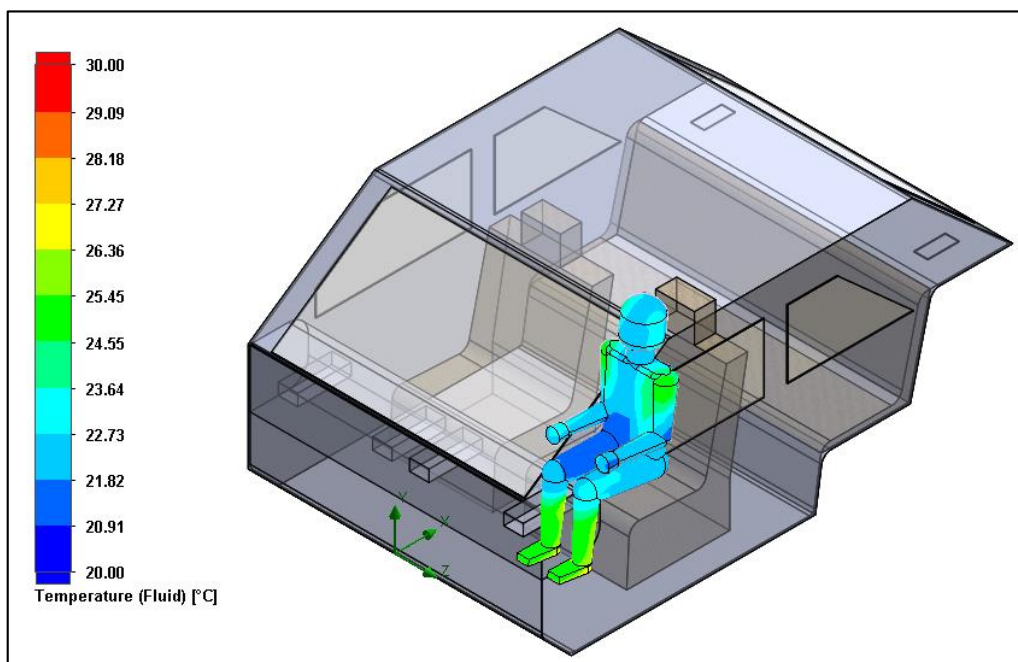
Tendo em conta a temperatura inicial definida para o interior do HA, 40 °C, os resultados obtidos no segundo estudo demonstraram que o ambiente térmico inicial não

garantia as condições de CT para os ocupantes, já que os valores obtidos para o PMV foram superiores a +3, tendo sido obtida uma percentagem previsível de insatisfeitos de 100 %. De acordo com a análise dos 12 pontos de medição colocados no interior do HA, a descida da temperatura do ar foi mais acentuada nos primeiros 240 s de arrefecimento, tornando-se menos significativa após os 540 s. Assim, depois dos 540 s, os valores obtidos para a temperatura do ar no interior do HA estiveram compreendidos, na sua maioria, entre os 19 °C e os 26 °C. É importante referir que a diferença de temperatura do ar entre o nível da cabeça e o nível dos pés foi inferior a 3 °C, sendo que os valores obtidos para a temperatura do ar ao nível dos pés foram superiores aos registados ao nível do abdómen e ao nível da cabeça. Então, podemos concluir que o facto de não existir insuflação de ar para a zona dos pés, reduz consideravelmente a circulação de ar nessa área, dificultando a obtenção de CT. Por outro lado, os valores obtidos para a velocidade do ar estiveram compreendidos, na sua maioria, entre os 0,10 m/s e os 0,30 m/s. Destaca-se o facto das velocidades mais elevadas, superiores a 0,30 m/s, ocorrerem essencialmente junto aos assentos frontais e traseiro, devido ao posicionamento horizontal dos difusores de ar. Contrariamente, as velocidades mais reduzidas, inferiores a 0,10 m/s, foram registadas junto ao tejadilho e à zona dos pés. Através do estudo, foi possível demonstrar que a distribuição da temperatura do ar no interior do HA, importante para a obtenção de CT, está fortemente correlacionada com o escoamento de ar no seu interior. Após os 540 s de arrefecimento, os valores obtidos para a ST estiveram compreendidos, maioritariamente, entre 0 e +2 pelo que se obteve uma percentagem previsível de insatisfeitos entre os 5 % e os 50 %. No entanto, depois de determinar a temperatura equivalente, representativa do corpo como um todo, foi possível demonstrar que, independentemente da posição do ocupante no interior do HA, a ST se encontra no intervalo quente, mas confortável. Assim, podemos concluir que após o período de arrefecimento foi verificada uma melhoria significativa do CT no interior do HA, contudo os resultados obtidos poderiam ser melhorados através da introdução de insuflação de ar para a zona dos pés e para a zona traseira, uma vez que utilizando apenas a insuflação de ar frontal dificulta a obtenção de condições de CT para os ocupantes da frente e de trás.

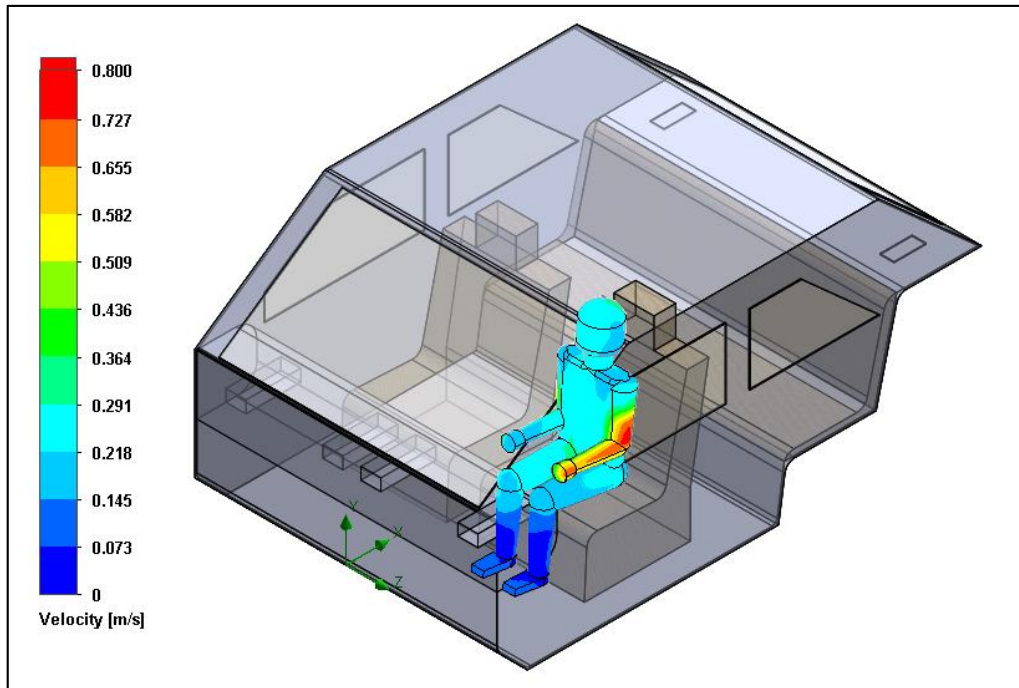
Apesar dos valores obtidos nos dois estudos, é importante referir que os mesmos podem ser discutidos, dado que é muito difícil definir as condições de fronteira e as propriedades dos materiais simulados de forma coincidente com as condições reais. Ademais, os valores obtidos, resultantes da análise aos pontos de medição, não demonstram na íntegra os resultados ‘reais’ acerca dos valores existentes no interior do HA, contudo permitem uma previsão aproximada do ambiente térmico no interior do automóvel.

## 4.2 - Desenvolvimentos Futuros

O CT no interior de veículos é um tema bastante complexo, sendo por isso necessário continuar as investigações nesta área. Ao longo da dissertação, foi possível verificar que as ferramentas de simulação numérica devem continuar a ser utilizadas, uma vez que são uma mais-valia para o estudo do ambiente térmico no interior do HA e, conseqüentemente, do CT dos ocupantes. Tendo em conta que a análise desenvolvida foi efetuada com base nos pontos de medição colocados no interior do HA, os resultados obtidos devem servir de suporte para que a investigação possa ser aprofundada através da introdução de um manequim térmico virtual. Dessa forma, será possível avaliar o CT nos vários segmentos corporais de um modo mais preciso e consistente. Alguns estudos preliminares já foram efetuados (ver figura 4.1 e figura 4.2), contudo, não foi possível desenvolver essa matéria. Para além disso, no sentido de continuar a investigar este tema, consideramos que seria importante efetuar um estudo para determinar de que forma a orientação dos difusores de ar influencia o CT dos ocupantes. Ademais, também seria importante desenvolver um estudo onde fosse adicionada a insuflação de ar na zona traseira, de modo a obter zonas distintas de climatização. Desse modo, seria possível diferenciar a temperatura e a velocidade do ar para cada espaço, diminuindo a probabilidade de ocorrerem correntes de ar e, conseqüentemente, desconforto térmico nos ocupantes do HA.



**Figura 4.1** – Temperatura do ar nos vários segmentos do manequim térmico virtual.



**Figura 4.2** – Velocidade nos vários segmentos do manequim térmico virtual.

## Referências Bibliográficas

- Adhikari, V., Nassar, A., & Nagpurwala, Q. (2009). Numerical Studies on the Effect of Cooling Vent Setting and Solar Radiation on Air Flow and Temperature Distribution in a Passenger Car. *SAE Technical Papers*.
- Alahmer, A., & Omar, M. (2013). Vehicular Cabins' Thermal Comfort Zones; Fanger and Berkley Modeling. *Vehicle Engineering (VE)*, 19-32.
- Alahmer, A., Abdelhamid, M., & Omar, M. (2011b). Design for thermal sensation and comfort states in vehicles cabins. *Applied Thermal Engineering*, 126-140.
- Alahmer, A., Mayyas, A., Mayyas, A. A., Omar, M. A., & Shan, D. (2011a). Vehicular thermal comfort models: a comprehensive review. *Applied Thermal Engineering*, 31, 6/7, 995-1002.
- Alcobia, C. (2006). *Ergonomia Ambiental em Veículos*. Coimbra.
- Alexandrov, A., Kudriavtsev, V., & Reggio, M. (2001). Analysis of flow patterns and heat transfer in generic passenger car mini-environment. *9 th Annual Conference of the CFD Society of Canada*, (pp. 1-5). Kitchener, Ontario.
- Ambs, R. (2002). Improved Passenger Thermal Comfort Prediction in the Preprototype Phase by Transient Interior CFD Analysis Including Mannequins. *SAE Technical Papers*.
- Ambs, R., Calver, W., Matthes, M., & Cucuz, S. (2011). *Computation of thermally coupled transient cabin flow for predicting passenger thermal comfort as well as defrost and demist performance*. USA: Visteon Corporation.
- Arens, E. A., & Zhang, H. (2006c). *The skin's role in human thermoregulation and comfort. Thermal and Moisture Transport in Fibrous Materials*. 560-602.
- Arens, E., Zhang, H., & Huizenga, C. (2006a). Partial- and whole-body thermal sensation and comfort- Part I: Uniform environmental conditions. *Journal of Thermal Biology*, 53-59.
- Arens, E., Zhang, H., & Huizenga, C. (2006b). Partial- and whole-body thermal sensation and comfort-Part II: Non-uniform environmental conditions. *Journal of Thermal Biology*, 60-66.
- ASHRAE. (2009). Chapter 9 - Thermal comfort. Em *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. Atalanta, USA.

- ASHRAE. (2013). ANSI/ASHRAE Standard 55–2013, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. *American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers*.
- ASHRAE, H. A. (2011). *ASHRAE HANDBOOK: HVAC Applications*. Atlanta, USA.
- Bedford, T. (1936). The warmth factor in comfort at work: A physiological study of heating and ventilation. *Industrial Health Research Board Report No. 76*.
- 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 - Institutet för jordbruks- och miljöteknik, 2002.
- Botsford, J. (1971). A wet globe thermometer for environmental heat measurement. *American Industrial Hygiene Association Journal* 32, 1-10.
- Bradshaw, V. (2006). *The Building Environment: Active and Passive Control Systems*. Hoboken, USA: Wiley.
- Brown, J., & Jones, B. W. (1997). A New Transient Passenger Thermal Comfort Model. *SAE Technical Papers*.
- Burke, R., & McGuffin, R. (2001). Development of an advanced thermal manikin for vehicle climate evaluation. *Proceedings of 4th international meeting on thermal manikins*. St. Gallen, Switzerland .
- Candas, V. (1999). The thermal environment and its effects on human. *Assessment of thermal climate in operator's cabs*, (pp. 7-14). Florence.
- Cascetta, F., & Musto, M. (2007). Assessment of thermal comfort in a car cabin with sky-roof. *Journal of Automobile Engineering*, 1251-1258.
- Chen, H., Chun, W.-T., & Liang, S.-M. (2006). Numerical Simulation of Air-Conditioned Flow Field in an Automobile Cabin. *Journal of Aeronautics, Astronautics and Aviation, Series A, Vol.38, No.4*, 281 - 288.
- Chen, Y., Jang, J., Chien, C., & Wu, S. (2008). 3-D numerical and experimental analysis for airflow within a passenger compartment. *International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 4*, 437-445.
- Cisternino, M. (1999). Thermal climate in cabs and measurement problems. *Assessment of thermal climate in operator's cabs*, (pp. 15-25). Florence.
- Conceição, E., Silva, M., André, J., & Viegas, D. (1999). A Computational Model to Simulate the Thermal Behaviour of the Passengers Compartment of Vehicles. *SAE Technical Papers*.

- Corbridge, C. (1987). *Vibration in Vehicles: Its Effect on Comfort*. UK: University of Southampton.
- Currle, J. (1997). Numerical Simulation of the Flow in a Passenger Compartment and Evaluation of the Thermal Comfort of the Occupants. *SAE Technical Papers*.
- Currle, J., & Maué, J. (2000). Numerical Study of the Influence of Air Vent Area and Air Mass Flux on the Thermal Comfort of Car Occupants. *SAE Technical Papers*.
- Devonshire, J. M., & Sayer, J. R. (2002). *The Effects Of Infraredreflective And Antireflective Glazing On Thermal Comfort And Visual Performance: A Literature Review*. U.S.A.
- Du Bois, D., & Du Bois, E. (1916). A formula to estimate the approximate surface area if height and weight be known. *Archives of Internal Medicine*, 17, (6), 863-871.
- Dubois, C., Demers, A., & Potvin, A. (2007). The influence of daylighting on occupants; comfort and diversity of luminous ambiances in architecture. *Conference Proceedings of the American Solar Energy Society (ASES)*. Cleaveland, Ohio.
- Dufton, A. F. (1929). The eupatheostat. *Journal of Scientific Instruments*, 6, 249–251.
- Fanger, P. (1986). Radiation and discomfort. *ASHRAE Journal* 28 (2), 33-34.
- Fanger, P. O. (1967). Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation. *ASHRAE Transactions* 73(part 2), III.41–III.44.20.
- Fanger, P. O. (1970). *Thermal Comfort: Analysis and applications in environmental engineering*. New York: McGraw-Hill.
- Frota, A. B., & Schiffer, S. R. (2001). *Manual de conforto térmico*. São Paulo: Studio Nobel.
- Fujita, A., Kanemaru, J.-i., Nakagawa, H., & Ozeki, Y. (2001). Numerical simulation method to predict the thermal environment inside a car cabin. Em *JSAE Review: Volume 22, Issue 1* (pp. 39–47).
- Gagge, A. (1937). A new physiological variable associated with sensible and insensible perspiration. *American Journal of Physiology*, Vol.120, 277-287.
- Gagge, A. P., Burton, A. C., & Bazett, H. C. (1941). A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his thermal environment. *Science*, 94, 428–430.
- Gagge, A., Stolwijk, J., & Nishi, Y. (1971). An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response. *ASHRAE Transactions*.
- Gonzalez, R., Nishi, Y., & Gagge, A. (1974). Experimental evaluation of standard effective temperature: a new biometeorological index of man's thermal discomfort. *Int. J. Biometeorol.* 18, 1-15.

- Guyton, A. C., & Hall, J. E. (2000). *Textbook of medical physiology*. USA, New York: W.B. Saunders Company.
- Hagino, M., & Hara, J. (1992). Development of a Method for Predicting Comfortable Airflow in the Passenger Compartment. *SAE Technical Paper*.
- Han, T., & Huang, L. (2004). A Model for Relating a Thermal Comfort Scale to EHT Comfort Index. *SAE Technical Papers*.
- Han, T., Huang, L., Kelly, S., Huizenga, C., & Hui, Z. (2001). Virtual Thermal Comfort Engineering. *SAE Technical Papers*.
- Hardy, J. (1949). Heat transfer. Em N. R. Science, *Physiology of heat regulation and science of clothing* (pp. 78–108). London: W.B. Saunders.
- Hardy, J. D., Wolff, H. G., & Goodell, H. (1952). *Pain Sensations and Reactions*. Baltimore, United States: Williams & Wilkins.
- Haycock, G., Schwartz, G., & Wisotsky, D. (1978). Geometric method for measuring body surface area: a height-weight formula validated in infants, children, and adults. *Journal of Pediatrics*, 62-6.
- Hensel, H. (1952). The physiology of thermoreception. *Ergeb Physiol*, 166-368.
- Hensel, H. (1981). *Thermoreception And Temperature Regulation*. London: Academic Press.
- Hodder, S. (2012). Thermal Environments and Vehicles. Em N. Gkikas, *Automotive Ergonomics: Driver–Vehicle Interaction* (p. 194). CRC Press.
- Hodder, S. G., & Parsons, K. (2007). The effects of solar radiation on thermal comfort. *International Journal of Biometeorology*, vol.51, 233-250.
- Holmér, I., Nilsson, H., Bohm, M., & Norén, O. (1995). Thermal aspects of vehicle comfort. *Applied Human Science, Journal of Physiological Anthropology*.
- Holmér, I., Nilsson, H., Havenith, G., & Parsons, K. C. (1999). Clothing convective heat exchange. Proposal for improved representation in standards and models. *Annals of Occupational Hygiene*, 43(5), 329–337.
- Höppe, P. R. (1993). Heat balance modelling. *Experientia*, Vol 49, 741-746.
- Hosni, M., Guan, Y., Jones, B., & Giolda, T. (2003a). Investigation of Human Thermal Comfort Under Highly Transient Conditions for Automotive Applications. Part 1: Experimental Design and Human Subject Testing Implementation. *ASHRAE Annual Meeting*, (p. 12). Kansas City, USA.

- Hosni, M., Guan, Y., Jones, B., & Giolda, T. P. (2003b). Investigation of Human Thermal Comfort Under Highly Transient Conditions for Automotive Applications. Part 2: Thermal Sensation Modeling. *ASHRAE Transactions*, vol. 109, pt. 2.
- Houghton, F., & Yaglou, C. (1923). Determining lines of equal comfort. *ASHVE Trans. Vol. 29*, 163-176 and 361-384.
- Huang, L., & Han, T. (2002). Validation of 3-D Passenger Compartment Hot Soak and Cool-Down Analysis for Virtual Thermal Comfort Engineering. *SAE Technical Papers*.
- Huang, L., & Han, T. (2005). A Sensitivity Study of Occupant Thermal Comfort in a Cabin Using Virtual Thermal Comfort Engineering. *SAE Technical Papers*.
- ISO 10551. (1995). Ergonomics of the thermal environment - Assessment of the influence of the thermal environment using subjective judgement scales. *International Organization for Standardization*, 1-18.
- ISO 11079. (2007). Ergonomics of the thermal environment - Determination and interpretation of cold stress when using required clothing insulation (IREQ) and local cooling effects. *International Organization for Standardization*, 1-34.
- ISO 11399. (1995). Ergonomics of the thermal environment - Principles and application of relevant International Standards. *International Organization for Standardization*, 1-19.
- ISO 13731. (2001). Ergonomics of the thermal environment -- Vocabulary and symbols. *International Organization for Standardization*, 1-34.
- ISO 13732-1. (2006). Ergonomics of the thermal environment - Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces - Part 1: Hot surfaces. *International Organization for Standardization*, 1-37.
- ISO 14505-1. (2007). Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of thermal environments in vehicles - Part 1: Principles and methods for assessment of thermal stress. *International Organization for Standardization*, 1-8.
- ISO 14505-2. (2006). Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of thermal environments in vehicles - Part 2: Determination of equivalent temperature. *International Organization for Standardization*.
- ISO 14505-3. (2006). Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of thermal environments in vehicles - Part 3: Evaluation of thermal comfort using human subjects. *International Organization for Standardization*.

- ISO 7243. (1982). Hot environments – Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT-index. *International Organization for Standardization*.
- ISO 7726. (1998). Ergonomics of the thermal environment - Instruments for measuring physical quantities. *International Organization for Standardization*, 1-51.
- ISO 7730. (2005). Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. *International Organization for Standardization*, 1-52.
- ISO 7933. (2004). Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of heat stress using calculation of the predicted heat strain. *International Organization for Standardization*, 1-34.
- ISO 8996. (2004). Ergonomics of the thermal environment - Determination of metabolic rate. *International Organization for Standardization*, 1-24.
- ISO 9886. (2004). Ergonomics - Evaluation of thermal strain by physiological measurements. *International Organization for Standardization*, 1-21.
- ISO 9920. (2007). Ergonomics of the thermal environment - Estimation of thermal insulation and water vapour resistance of a clothing ensemble. *International Organization for Standardization*, 1-105.
- Jha, K., Bhanot, V., & Ryali, V. (2013). A Simple Model for Calculating Vehicle Thermal Loads. *SAE Technical Paper*.
- Kataoka, T., & Nakamura, Y. (2001). Prediction of thermal sensation based on simulation of temperature distribution in a vehicle cabin. In *Heat Transfer: Asian Research: Volume 30, Issue 3* (pp. 195–212).
- Kaushik, S., Han, T., & Chen, K. (2012). Development of a Virtual Thermal Manikin to Predict Thermal Sensation in Automobiles. *SAE Technical Papers*.
- Kaynakli, Ö., Ünver, Ü., & Kiliç, M. (2003). Calculation of Thermal Comfort Zones with the Ambient Parameters. *IEEEES-1 The First International Exergy, Energy and Environment Symposium*, (pp. 13-17). Turkey.
- Kerslake, D. M. (1972). *The Stress of Hot Environments*. New York: Cambridge University Press.
- Kilic, M., & Sevilgen, G. (2009). Evaluation of Heat Transfer Characteristics in an Automobile Cabin with a Virtual Manikin During Heating Period. *An International Journal of Computation and Methodology*, 515-539.

- Kilic, M., & Sevilgen, G. (2012). The effects of using different type of inlet vents on the thermal characteristics of the automobile cabin and the human body during cooling period. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol.60, 799-809.
- Klinke, R., Pape, H., Kurtz, A., & Silbernagl, S. (2010). *Physiologie*. Stuttgart, Germany : Georg Thieme, 6th edition.
- Kohler, J., Kuhn, B., Sonnekalb, M., & Beer, H. (1990). Numerical Calculation of the Distribution of Temperature and Heat Flux in Buses under Influence of the Vehicle Air-Conditioning System. *ASHRAE Transactions*, vol.96, pt.1, 432-446.
- Krüger, E., & Zannin, P. (September de 2004). Acoustic, thermal and luminous comfort in classrooms. *Building and Environment*. Volume 39, pp. 1055–1063.
- Leong, J., Tseng, C.-Y., Tsai, B.-D., & Hsiao, Y.-F. (2010). Cabin Heat Removal from an Electric Car. *World Electric Vehicle Journal Vol. 4* , 760-765.
- Madsen, T. L., Olesen, B., & Reid, K. (1986). New methods for evaluation of the thermal environment in automotive vehicles. *ASHRAE Transactions 92 part 1B*, (pp. 38-54). San Francisco.
- Madsen, T., Olesen, B., & Kristensen, N. (1984). Comparison between operative and equivalent temperature under typical indoor conditions. *ASHRAE Transactions*, Vol. 90, Part 1, 1077-1090.
- Mairiaux, P., & Malchaire, J. (1990). Work in Hot Environments. *Collection des monographies de médecine du travail*, p. 7.
- Martinho, N., Silva, M., & Ramos, J. (2004). Evaluation of thermal comfort in a vehicle cabin. *Journal of Automobile Engineering*, 159-166.
- Matsunaga, K., Sudo, F., Tanabe, S., & Madsen, T. L. (1993). Evaluation and Measurement of Thermal Comfort in the Vehicles with a New Thermal Manikin. *SAE Technical Papers*.
- McArdle, B., Dunham, W., Holling, H. E., Ladell, W. S., Scott, J. W., Thomson, M. L., & Weiner, J. S. (1947). The prediction of the physiological effects of warm and hot environments. *Medical Research Council, London, RNP Rep. 47/391*.
- McCullough, E. (2002). The use of thermal manikins to evaluate clothing and environmental factors. *Proceedings of the 10th conference on environmental ergonomics*, (pp. 427–430). Fukuoka, Japan.

- McGuffin, R., Burke, R., Huizenga, C., Zhang, H., Vlahinos, A., & Fu, G. (2002). Human Thermal Comfort Model and Manikin. *SAE Technical Paper*.
- McIntyre, D. A. (1980). Indoor Climate. *Applied Science Publishers*.
- Mezrhab, A., & Bouzidi, M. (2006). Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment. *Applied Thermal Engineering*, 1697–1704.
- Mosteller, R. (1987). Simplified calculation of body-surface area. *The New England Journal of Medicine*, Article 1098.
- Musat, R., & Helerea, E. (2009). Parameters and Models of the Vehicle Thermal Comfort. *Acta Universitatis Sapientiae Electrical and Mechanical Engineering*, 1, 215-226.
- Nielsen, P. V., Larsen, T. S., Hansen, R., Mathiesen, E., & Topp, C. (2002). Measurement of Thermal Comfort and Local Discomfort by a Thermal Manikin. *ASHRAE Transactions*, vol. 108, pt. 2.
- Nilsson, H. (2004). *Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models*. Stockholm, Sweden.
- Nilsson, H. O. (2007). Thermal comfort evaluation with virtual manikin methods. *Building and Environment*, 4000–4005.
- Nilsson, H. O., Brohus, H., & Nielsen, P. V. (2007). CFD Modeling of Thermal Manikin Heat Loss in a Comfort Evaluation Benchmark Test. *Proceedings of Roomvent 2007, 10th International Conference on Air Distribution in Rooms*. Helsinki, Finland.
- Nilsson, H., Holmér, I., Bohm, M., & Norén, O. (1999). Definition and theoretical background of the equivalent temperature. *Assessment of thermal climate in operator's cabs*, (pp. 31-41). Florence.
- NIOSH. (1972). Occupational exposure to hot environment. *National Institute for Occupational Safety and Health*.
- NIOSH. (1986). Occupational exposure to hot environments. *National Institute for Occupational Safety and Health*.
- Nishi, Y., & Gagge, A. P. (1977). Effective temperature scale useful for hypo and hyperbaric environments. *Aviation Space and Environmental Medicine*, 48, 97–107.
- Olesen, B. W. (1982). Thermal comfort. *Technical Review, Copenhagen: Brüel and Kjær*.
- Olesen, B. W. (1985). Heat Stress. *Technical review, Naerum, Denmark: Brüel and Kjær*.
- Olesen, B. W. (1987). *Evaluation of the thermal environment in vehicles*. Nærum, Denmark: Brüel & Kjær.

- Olesen, B. W., & Parsons, K. C. (2002). Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730. *Energy and Buildings, vol.34*, 537-548.
- Ozeki, Y., Takabayashi, T., & Tanabe, S. (2002). Numerical comfort simulator for evaluating thermal environment. *Proceedings of the 10th international conference on environmental ergonomics*, (pp. 435–438). Fukuoka, Japan.
- Pachiaudi, G., Alauzet, A., & Blanchet, V. (1992). Subjective evaluation of thermal comfort in light automotive vehicles in warm and cold seasons. *Proceedings of the 2nd International Conference on Vehicle Comfort - Ergonomic, Vibrational, Noise, and Thermal Aspects*, (pp. 313-323). Bologna, Italy.
- Pahinkar, D. G., & Kumar, V. (2011). Analytical Model for Human Thermal Comfort in Passenger Vehicles. *SAE Technical Papers*, 204-215.
- Parker, J. F., & West, V. R. (1973). Bioastronautics Data Book: Second Edition. NASA SP-3006. *Bioastronautics Data Book: Second Edition*, 930.
- Parsons, K. C. (2014). *Human Thermal Environments: The Effects of Hot, Moderate, and Cold Environments on Human Health, Comfort and Performance, Third Edition*. London: Taylor & Francis.
- Pellerin, N., Deschuyteneer, A., & Candas, V. (2004). Local thermal unpleasantness and discomfort prediction in the vicinity of thermoneutrality. *European Journal of Applied Physiology*, 717-720.
- Quehl, J. (2001). *Comfort studies on aircraft interior sound and vibration*. Deutschland: Universität Oldenburg.
- Rameshkumar, A., Jayabal, S., & Thirumal, P. (2013). Cfd Analysis Of Air Flow And Temperature Distribution In An Air Conditioned Car. *International Refereed Journal of Engineering and Science (IRJES)*, 01-06.
- Richards, M., & Mattle, N. (2001). Development of a sweating agile thermal manikin — SAM. *Proceedings of the 4th international meeting on thermal manikins*. St. Gallen, Switzerland.
- Rohles, F., & Wallis, S. (1979). Comfort Criteria for Air Conditioned Automotive Vehicles. *SAE Technical Papers*.
- Rolle, C., Romitelli, G., & Savasta, F. (1993). Real evaluation of thermal comfort in a car passenger compartment. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 179-184.

- Rugh, J. P., & Bharathan, D. (2005). Predicting Human Thermal Comfort in Automobiles. *SAE*, 9.
- RUŽIĆ, D. (2011). Improvement of thermal confort. *Acta Technica Corviniensis – Bulletin Of Engineering*.
- SAE J2234. (2001). Equivalent temperature Surface Vehicle. *Society of Automotive Engineers*.
- Sakoi, T., Tsuzuki, K., Kato, S., Ooka, R., Song, D., & Zhu, S. (2006). A Three-dimensional Human Thermal Model for Non-uniform Thermal Environments. *The Sixth International Thermal Manikin and Modelling Meeting*, (pp. 77-88). Hong Kong.
- Schlich, E., Schumm, M., & Schlich, M. (2010). 3-D-Body-Scan als anthropometrisches Verfahren zur Bestimmung der spezifischen Körperoberfläche. *Ernährungs Umschau*, 178-183.
- Sevilgen, G., & Kilic, M. (2013). Investigation of transient cooling of an automobile cabin with a virtual manikin under solar radiation. *Thermal Science, Vol. 17, No. 2*, 397-406.
- Shojaee, M., Tehrani, F., Noorpoor, A., & Adili, M. (2004). Analysis of Vehicle Passenger Compartment HVAC Using Simulation. *SAE Technical Papers*.
- Silbernagl, S., & Despopoulos, A. (2008). *Color Atlas of Physiology*. Stuttgart, Germany: Thieme.
- Silva, M. C. (2006). Folhas de cálculo para determinação dos índices de conforto térmico PMV e PPD. *Congrès méditerranéen des climaticiens - Climamed 2006*. Lyon.
- Silva, M. d. (2002). Measurements of Comfort in Vehicles. *Measurement Science and Technology 13*, R41–R60.
- Stancato, F., & Onusic, H. (1997). Road Bus Heat Loads Numerical and Experimental Evaluation. *SAE Technical Papers*.
- T., L., R., H., K., H., C., S., & Y., H. (2010). Passenger thermal perceptions, thermal comfort requirements, and adaptations in short- and long-haul vehicles. *Int J Biometeorol 54 (3)*, 221–30.
- Tanabe, S., Matsunaga, K., & Sudou, F. (1990). Method for evaluating thermal comfort in vehicle interiors. *Japan SAE Journal, vol. 44, n.º11*, 15 p.

- Taniguchi, Y., Aoki, H., Fujikake, K., Tanaka, H., & Kitada, M. (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*.
- Temming, J. (1980). Comfort requirements for heating, ventilation and air conditioning in motor vehicles. In J. L. D.J. Osborne, *Human factors in transport research* (pp. 67-75). London: Academic Press.
- Vernon, H., & Warner, C. (1932). The influence of the humidity of the air on capacity for work at high temperatures. *J. Hygiene* 32, 431–462.
- Vipiana, C. (1992). The problems of truck compartment. *Proceedings of the 2nd International Conference on Vehicle Comfort - Ergonomic, Vibrational, Noise, and Thermal Aspects*, (pp. 25-35). Bologna, Italy.
- Walgama, C., Fackrell, S., Karimi, M., Fartaj, A., & Rankin, G. W. (2006). Passenger Thermal Comfort in Vehicles - A Review. *Journal of Automobile Engineering*, 543-562.
- Wallenius, M. (2004). The interaction of noise stress on personal project stress on subjective health. *Journal of Environmental Psychology*, 167-177.
- Winslow, C., Herrington, L., & Gagge, A. (1937). Physiological reactions and sensations of pleasantness under varying atmospheric conditions. *Trans ASHVE* 44, 179–96.
- Yaglou, C. P., & Miller, W. E. (1925). Effective Temperature with Clothing. *ASHVE Transactions*, v.31, 89 – 99.
- Yaglou, C., & Minard, D. (1957). Control of Heat Casualties of Military Training Centres. *A.M.A. archives of industrial health* 16:4, 302-16.
- Zhang, H. (2003). *Human thermal sensation and comfort in transient and non-uniform thermal environments*. University of California, Berkeley.
- Zhang, H., Dai, L., Xu, G., Li, Y., Chen, W., & Tao, W. (2009a). Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: Test/numerical model and validation. *Applied Thermal Engineering*, 2022–2027.
- Zhang, H., Dai, L., Xu, G., Li, Y., Chen, W., & Tao, W. (2009b). Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part II: Simulation results and discussion. *Applied Thermal Engineering*, 2028–2036.

- Delphi. (12 de Março de 2014). *Delphi*. Obtido de Delphi:  
<http://delphi.com/about/news/media/photos/thermal//6368/>
- Dias, F. T., Cruz, J. P., Valente, R. F., & Sousa, R. J. (2010). *Método dos Elementos Finitos - Técnicas de Simulação Numérica em Engenharia*. Porto: ETEP – Edições Técnicas e Profissionais (Grupo LIDEL).
- MatWeb. (2 de Março de 2014). *Overview of materials for Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS), Molded*. Obtido de Material property data:  
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=eb7a78f5948d481c9493a67f0d089646&ckck=1>
- Saint-Gobain-Sekurit. (22 de Fevereiro de 2014). *sekurit*. Obtido de Automotive glass:  
[www.saint-gobain-sekurit.com/glazingcatalogue/automotive-glass](http://www.saint-gobain-sekurit.com/glazingcatalogue/automotive-glass)
- SolidWorks. (2014). *Technical Reference: Solidworks flow simulation 2014*.
- Steve. (13 de Junne de 2008). *Skin Temperature Receptors*. Obtido de Open Water Chicago:  
<http://openwaterchicago.com/2008/06/13/skin-temperature-receptors/>
- Teixeira, G. d., Kessler, M. P., & Maliska, C. R. (22 de 02 de 2014). Obtido de Fontes de erro: identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis:  
<http://www.esss.com.br/blog/pt/2009/09/fontes-de-erro-identificar-quantificar-e-reduzir-a-intervalos-aceitaveis/>

### Anexo A – Questionários Utilizados Para Investigar o CT

Formulário utilizado num ambiente interior, escritório, onde os funcionários se tinham queixado sobre as suas condições gerais de trabalho (Parsons, 2014).

Please answer the following questions concerned with YOUR THERMAL COMFORT

1. Please indicate on the scale below how YOU feel NOW.

Hot	_____
Warm	_____
Slightly warm	_____
Neutral	_____
Slightly cool	_____
Cool	_____
Cold	_____

2. Please indicate how YOU would like to be NOW

warmer      no change      cooler

3. Please indicate how you GENERALLY feel at work

Hot	_____
Warm	_____
Slightly warm	_____
Neutral	_____
Slightly cool	_____
Cool	_____
Cold	_____

4. Please indicate how you would GENERALLY like to be at work

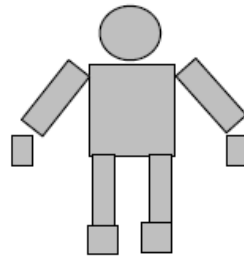
warmer      no change      cooler

5. Are you generally satisfied with your thermal environment at work ?

yes                  no

6. Please give any additional comments about your thermal environment at work (e.g. draughts, dryness, clothing and suggested improvements)

Please answer the following questions concerned with YOUR THERMAL COMFORT



1. With reference to the above diagram please indicate on the scales below how YOU feel NOW

	OVERALL	HEAD	TRUNK	ARMS	HANDS	LEGS	FEET
Very hot	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Hot	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Warm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Slightly warm	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Neutral	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Slightly cool	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Cool	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Cold	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Very cold	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

4. Please indicate how you would YOU would like to be NOW

warmer      no change      cooler

5. Are you GENERALLY satisfied with your thermal environment ?

yes                  no

6. Please give any additional comments about your thermal environment (e.g. draughts, dryness, clothing and suggested improvements)

## Anexo B – Taxas Metabólicas Típicas de Algumas Atividades

A construção deste anexo teve como base o Capítulo 9 da ASHRAE (2009). Os valores apresentados baseiam-se nas taxas de metabolismo por unidade de área de superfície da pele de um adulto e, considerando as atividades desenvolvidas em modo continuado.

Tipo de Atividade	Taxa Metabólica	
	W/m <sup>2</sup>	met
Descansar		
A dormir	41	0,7
Deitado	47	0,8
Sentado, quieto	57	1
De pé, relaxado	69	1,2
Andar a pé (Superfície plana)		
0,9 m/s (3,2 Km/h)	117	2
1,3 m/s (4,7 Km/h)	151	2,6
1,8 m/s (6,5 Km/h)	221	3,8
Atividades de escritório		
Ler, sentado	57	1
Escrever	57	1
Digitar	63	1,1
Arquivar, sentado	69	1,2
Arquivar, de pé	82	1,4
Caminhar	98	1,7
Levantar embalagens	123	2,1
Conduzir/Pilotar		
Carro	57 a 117	1 a 2
Avioneta	69	1,2
Aviões comerciais	104	1,8
Aviões de combate	139	2,4
Veículos pesados	186	3,2
Atividades ocupacionais diversas		
Cozinhar	91 a 117	1,6 a 2
Limpar a casa	117 a 199	2 a 3,4
Manuseio de sacos de 50 Kg	233	4
Trabalhos com pá e picareta	233 a 278	4 a 4,8
Diversas atividades de lazer		
Dança	139 a 256	2,4 a 4,4
Exercícios de Musculação	174 a 278	3 a 4
Tênis	208 a 278	3,6 a 4
Basquetebol	284 a 442	5 a 7,6
Luta livre, competição	410 a 505	7 a 8,7

## Anexo C – Isolamento Térmico de Algumas Peças de Vestuário

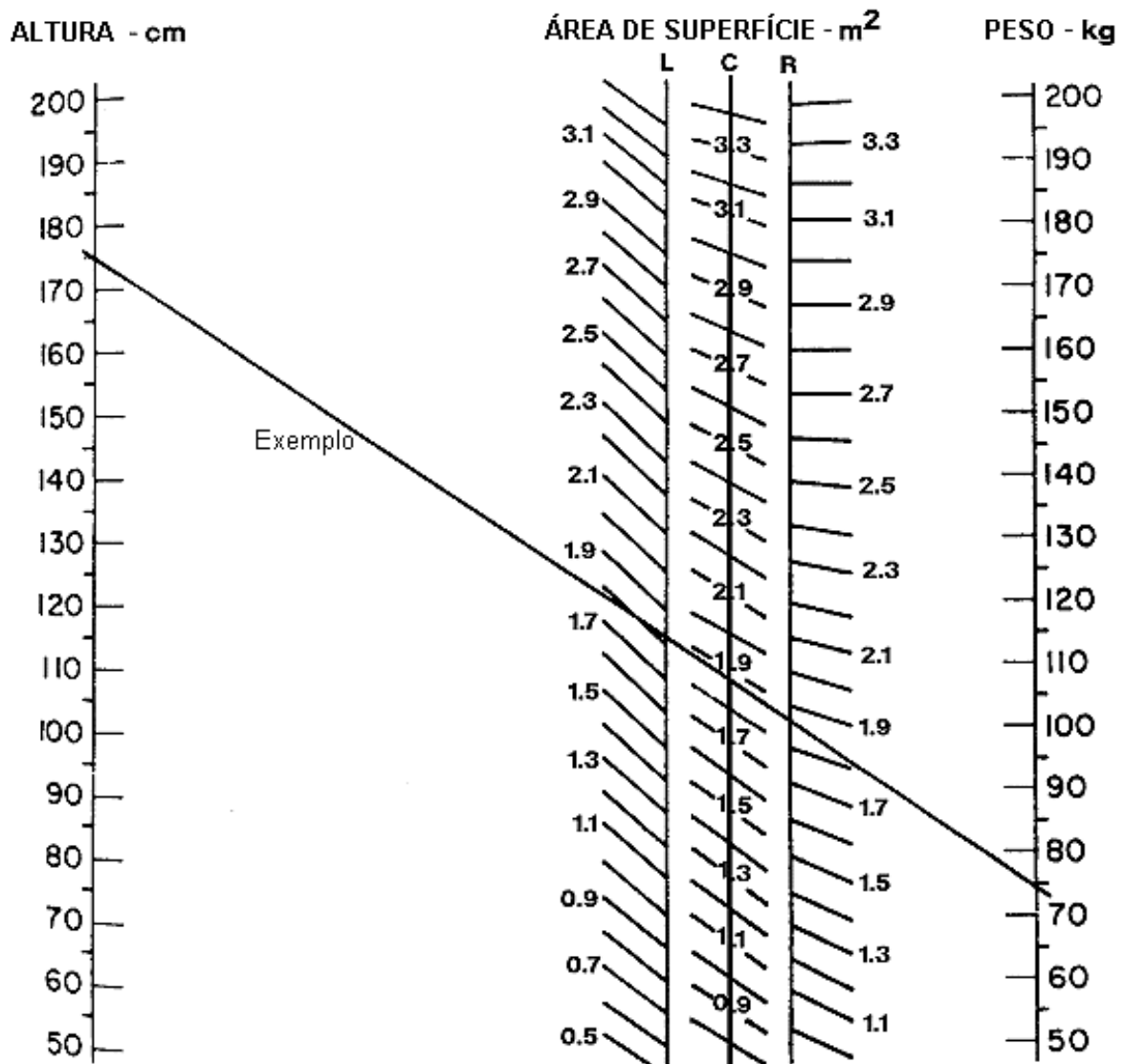
A construção deste anexo teve como base a norma ISO 7730 (2005).

Vestuário	Isolamento térmico do vestuário ( <i>I<sub>cl</sub></i> )	
	clo	m <sup>2</sup> .°C/W
<b>Roupa interior</b>		
Cueca	0,03	0,005
Coueca com perna longa	0,1	0,016
Singlet	0,04	0,006
T-shirt	0,09	0,014
Camisa com mangas compridas	0,12	0,019
Cueca e sutiã	0,03	0,005
<b>Camisas/Blusas</b>		
Mangas curtas	0,15	0,023
Mandas compridas leves	0,2	0,031
Mangas compridas normais	0,25	0,039
Camisa de flanela, mangas compridas	0,3	0,047
Blusa leve, mangas compridas	0,15	0,023
<b>Calças</b>		
Curtas/Calções	0,06	0,009
Leve	0,2	0,031
Normal	0,25	0,039
Flanela	0,28	0,043
<b>Vestidos/Saias</b>		
Saias leves (verão)	0,15	0,023
Saia pesada (inverno)	0,25	0,039
Vestido leve, mangas curtas	0,2	0,031
Vestido de inverno, mangas compridas	0,4	0,062
Fato macaco	0,55	0,085
<b>Camisolas</b>		
Colete sem mangas	0,12	0,019
Camisola fina	0,2	0,031
Camisola	0,28	0,043
Suéter grossa	0,35	0,054
<b>Casacos</b>		
Casaco de verão leve	0,25	0,039
Casaco	0,35	0,054
Blusa	0,3	0,047

Pele de animal isolante		
Macacão	0,9	0,14
Calças	0,35	0,054
Casaco	0,4	0,062
Colete	0,2	0,031
Roupa ao ar livre		
Casaco	0,6	0,093
Casacos de plumas de ganso	0,55	0,085
Parka	0,7	0,109
Diversos		
Meias	0,02	0,003
Meias grossas	0,05	0,008
Meias longas grossas	0,1	0,016
Meias de nylon	0,03	0,005
Sapatos de sola fina	0,02	0,003
Sapatos de sola grossa	0,04	0,006
Botas	0,1	0,016
Luvas	0,05	0,008

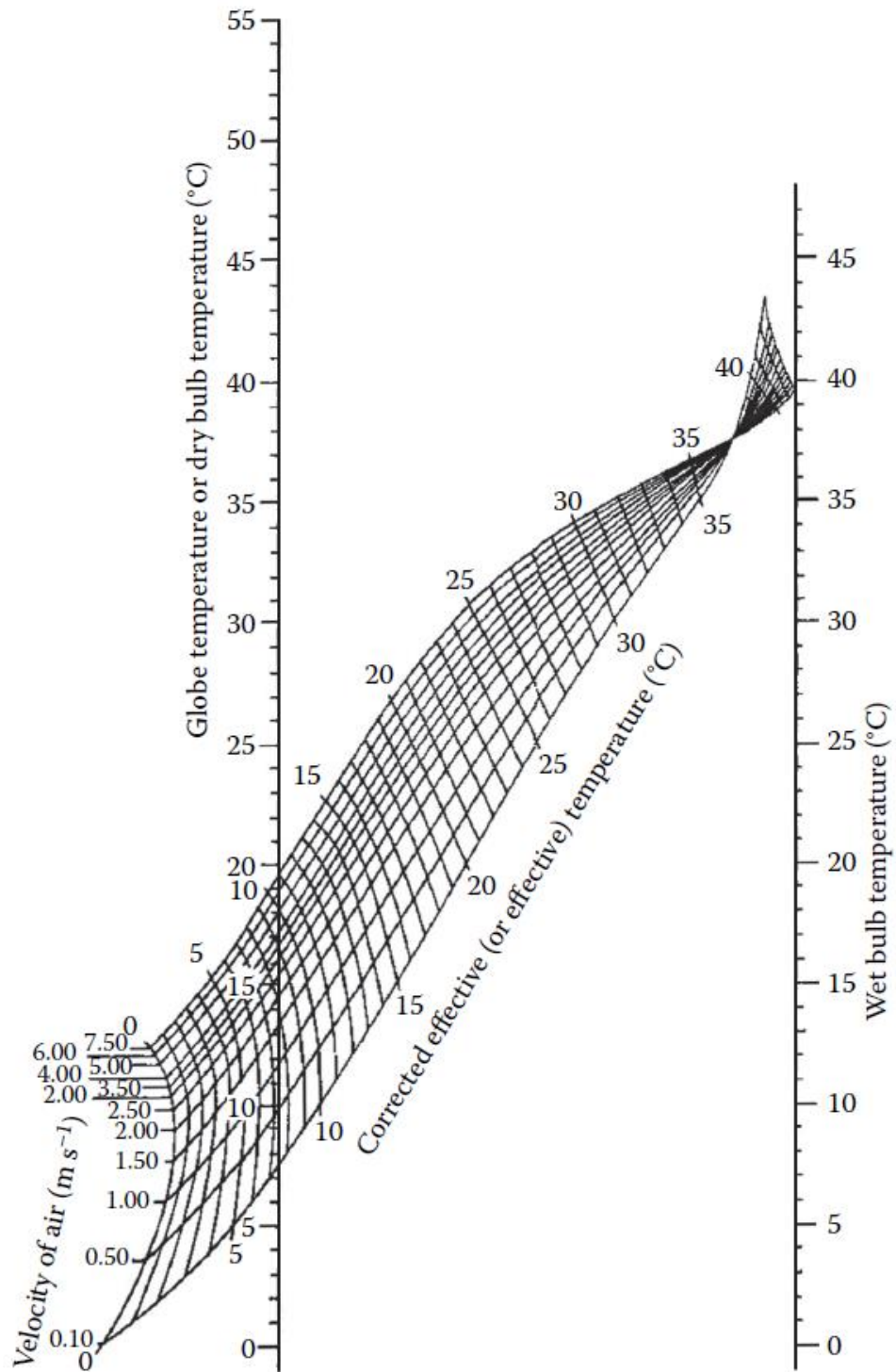
## Anexo D – Nomograma Para Determinar a Superfície Total do CH a Partir da Altura e do Peso

Nomograma para determinar a superfície total do corpo humano a partir da altura e do peso de uma pessoa (Parker & West, 1973).



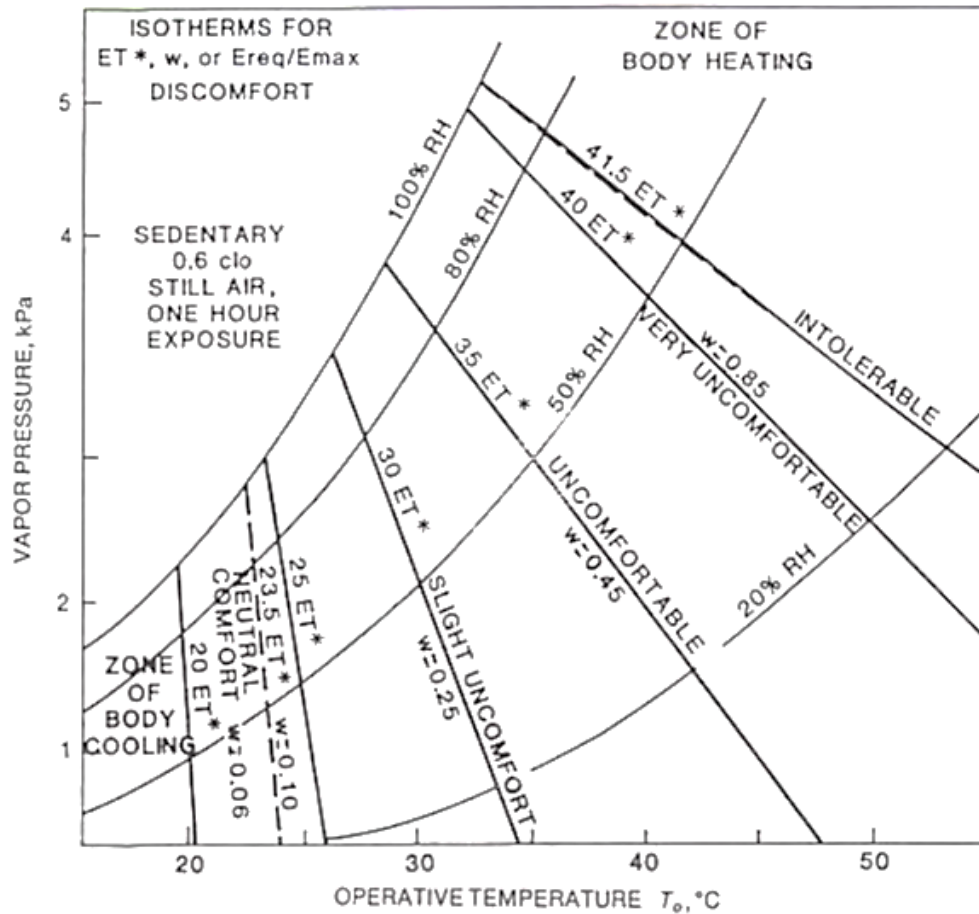
## Anexo E – Nomograma de Temperatura Efetiva Para Pessoas Vestidas Com Vestuário Leve

Nomograma com a escala ‘normal’ de ET para pessoas vestidas normalmente [1 clo] (Parsons, 2014).



## Anexo F – Nomograma Com Linhas da ET\* Constantes

Carta psicrométrica evidenciando as linhas ET\* constantes (Gagge *et al.*, 1971).



## Anexo G – Resumo de Alguns dos Índices Térmicos Existentes

Historial de alguns dos índices de *stress* térmico propostos ao longo dos anos para avaliar os ambientes térmicos (Epstein & Moran, 2006).

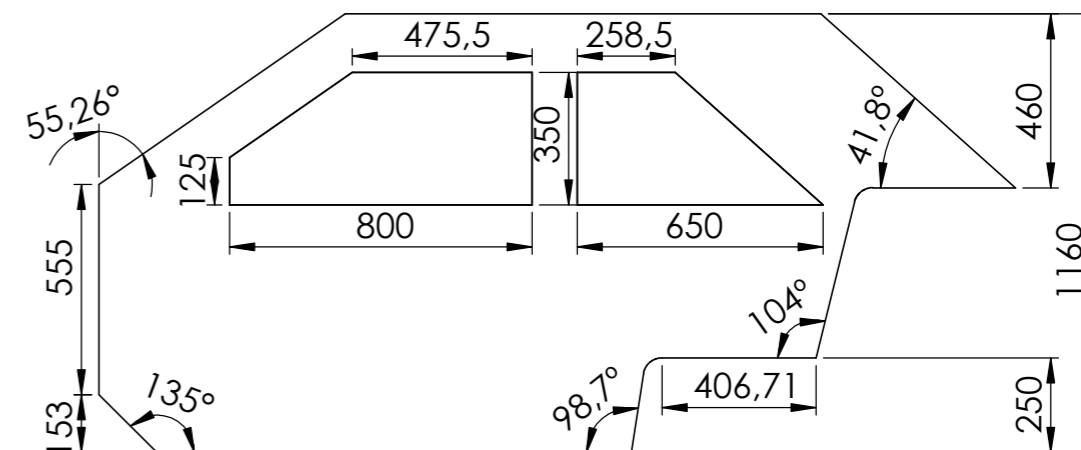
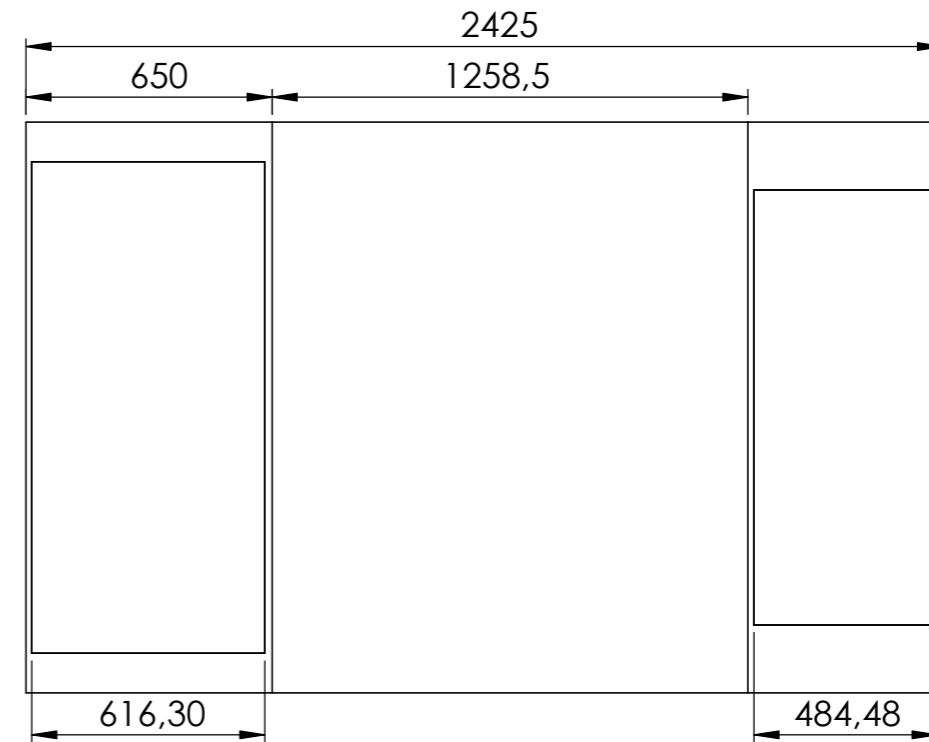
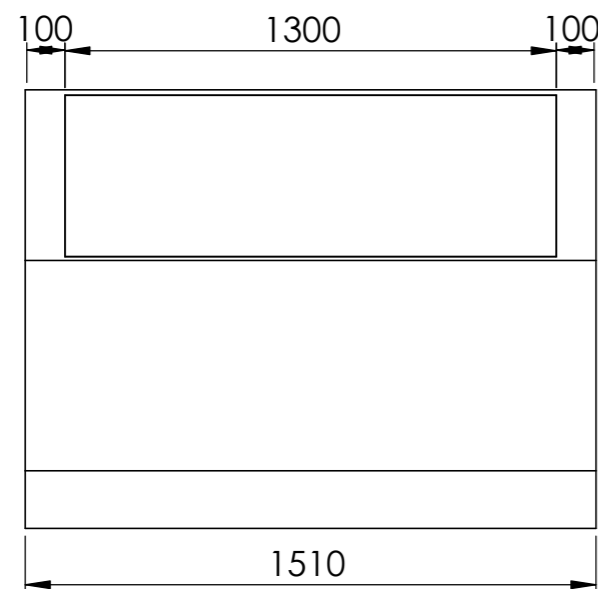
Year	Index	Author(s)
1905	Wet-bulb temperature ( $T_w$ )	Haldane
1916	Katathermometer	Hill <i>et al.</i>
1923	Effective temperature (ET)	Houghton & Yaglou
1929	Equivalent temperature ( $T_{eq}$ )	Dufton
1932	Corrected effective temperature (CET)	Vernon & Warner
1937	Operative temperature (OpT)	Winslow <i>et al.</i>
1945	Thermal acceptance ratio (TAR)	Ionides <i>et al.</i>
1945	Index of physiological effect ( $E_p$ )	Robinson <i>et al.</i>
1946	Corrected effective temperature (CET)	Bedford
1947	Predicted 4-h sweat rate (P4SR)	McArdel <i>et al.</i>
1948	Resultant temperature (RT)	Missenard <i>et al.</i>
1950	Craig index (I)	Craig
1955	Heat stress index (HSI)	Belding & Hatch
1957	Wet-bulb globe temperature (WBGT)	Yaglou & Minard
1957	Oxford index (WD)	Lind & Hellon
1957	Discomfort index (DI)	Thom
1958	Thermal strain index (TSI)	Lee & Henschel
1959	Discomfort index (DI)	Tennenbaum <i>et al.</i>
1960	Cumulative discomfort index (CumDI)	Tennenbaum <i>et al.</i>
1960	Index of physiological strain ( $I_s$ )	Hall & Polte
1962	Index of thermal stress (ITS)	Givoni
1966	Heat strain index (corrected) (HSI)	McKarns & Brief
1966	Prediction of heart rate (HR)	Fuller & Brouha
1967	Effective radiant field (ERF)	Gagge <i>et al.</i>
1970	Predicted mean vote (PMV)	Fanger
	Threshold limit value (TLV)	
1970	Prescriptive zone	Lind
1971	New effective temperature (ET <sup>*</sup> )	Gagge <i>et al.</i>
1971	Wet globe temperature (WGT)	Botsford
1971	Humid operative temperature	Nishi & Gagge
1972	Predicted body core temperature	Givoni & Goldman
1972	Skin wettedness	Kerslake
1973	Standard effective temperature (SET)	Gagge <i>et al.</i>
1973	Predicted heart rate	Givoni & Goldman
1978	Skin wettedness	Gonzales <i>et al.</i>
1979	Fighter index of thermal stress (FITS)	Nunneley & Stribley
1981	Effective heat strain index (EHSI)	Kamon & Ryan
1982	Predicted sweat loss ( $m_{sw}$ )	Shapiro <i>et al.</i>
1985	Required sweating ( $SW_{req}$ )	ISO 7933
1986	Predicted mean vote (modified) (PMV <sup>*</sup> )	Gagge <i>et al.</i>
1996	Cumulative heat strain index (CHSI)	Frank <i>et al.</i>
1998	Physiological strain index (PSI)	Moran <i>et al.</i>
1999	Modified discomfort index (MDI)	Moran <i>et al.</i>
2001	Environmental stress index (ESI)	Moran <i>et al.</i>
2005	Wet-bulb dry temperature (WBDDT)	Wallace <i>et al.</i>
2005	Relative humidity dry temperature (RHDDT)	Wallace <i>et al.</i>

## Anexo H – Normas ISO Publicadas Para Avaliar a Resposta Humana ao Ambiente Térmico

Normas ISO para avaliar a resposta humana ao ambiente térmico (Parsons, 2014).


ISO 7243 (1989) (ED 2)	Hot environments – Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT-index (wet bulb globe temperature)
ISO 7726 (1998) (ED 2)	Ergonomics of the thermal environment – Instruments for measuring physical quantities
ISO 7730 (2005) (ED 3)	Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria
ISO 7933 (2004) (ED 2)	Ergonomics of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of heat stress using calculation of the predicted heat strain
ISO 8996 (2004) (ED 2)	Ergonomics of the thermal environment – Determination of metabolic rate
ISO 9886 (2004) (ED 2)	Ergonomics – Evaluation of thermal strain by physiological measurements
ISO 9920 (2007) (ED 2)	Ergonomics of the thermal environment – Estimation of thermal insulation and water vapour resistance of a clothing ensemble (see also amended version 2009)
ISO 10551 (1995) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Assessment of the influence of the thermal environment using subjective judgement scales
ISO 11079 (2007) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Determination and interpretation of cold stress when using required clothing insulation (IREQ) and local cooling effects
ISO 11399 (1995) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Principles and application of relevant International Standards
ISO 12894 (2001) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Medical supervision of individuals exposed to extreme hot or cold environments
ISO 13731 (2001) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Vocabulary and symbols
ISO 13732-1 (2006) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces – Part 1: Hot surfaces
ISO/TS 13732-2 (2001) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces – Part 2: Human contact with surfaces at moderate temperature
ISO 13732-3 (2005) (ED1)	Ergonomics of the thermal environment – Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces – Part 3: Cold surfaces
ISO/TS 14505-1 (2007) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of the thermal environment in vehicles – Part 1: Principles and methods for assessment of thermal stress
ISO 14505-2 (2006) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of the thermal environment in vehicles – Part 2: Determination of equivalent temperature (see also ISO 14505-2 (2006)/Cor 1:2007: (ED 1) Technical Corrigendum 1)
ISO 14505-3 (2006) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Evaluation of the thermal environment in vehicles – Part 3: Evaluation of thermal comfort using human subjects
ISO 15265 (2004) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Risk assessment strategy for the prevention of stress or discomfort in thermal working conditions
ISO 15743 (2008) (ED 1)	Ergonomics of the thermal environment – Cold work places – Risk assessment and management

## **Anexo I – Desenhos Técnicos do HA**

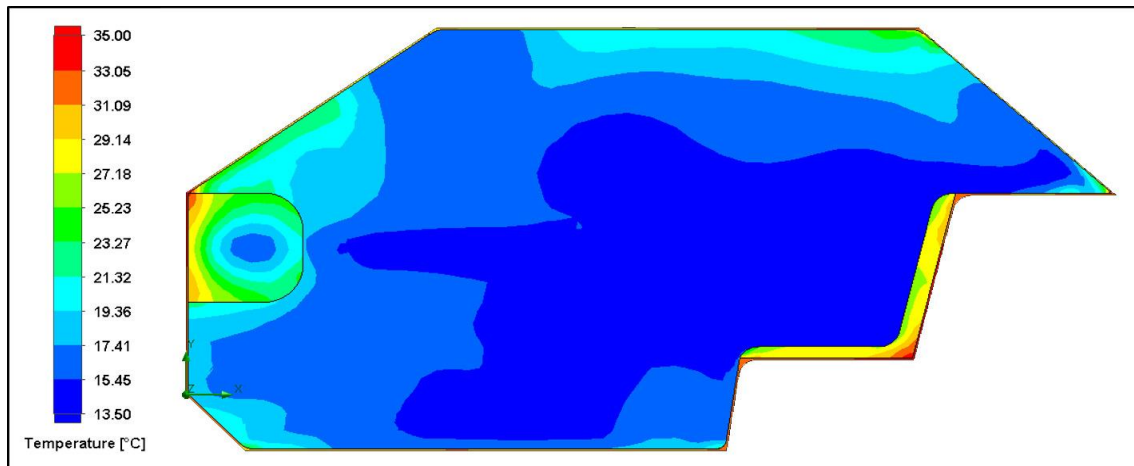


√ Ra 6.3 (√ Ra 3.2)

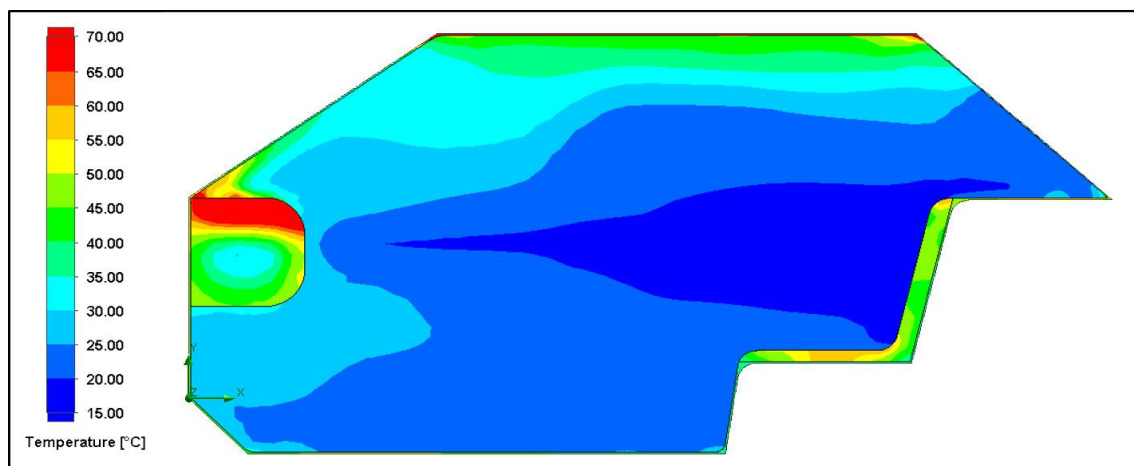
**SolidWorks Student License  
Academic Use Only**

CONSIDERAR:		INICIAIS	DATA	 <b>Instituto Superior de Engenharia de Lisboa</b> Área Departamental de Engenharia Mecânica
DIMENSÕES EM MILIMETROS		DES.		
TOLERANCIAS:		VERIFICADO		<b>DESIGNAÇÃO:</b> ENTIDADE: DIOGO DANIEL ALMEIDA MOTA CONJUNTO: Habitáculo Automóvel PRODUTO:
ISO 2768 Classe m-K		MAT./P.M./T.T.		
MATERIAL		ASS.	DATA	TAM. DESENHO Nº
ACABAMENTO		APR. ENG.		<b>A3</b>
		RESP. PROJ. ENT.		<b>D1</b>
		INT. DOC.		REV/DATE
		OUTRAS		01/06/2014
		ESCALA 1:20 MASSA:		FOLHA 1 DE 1

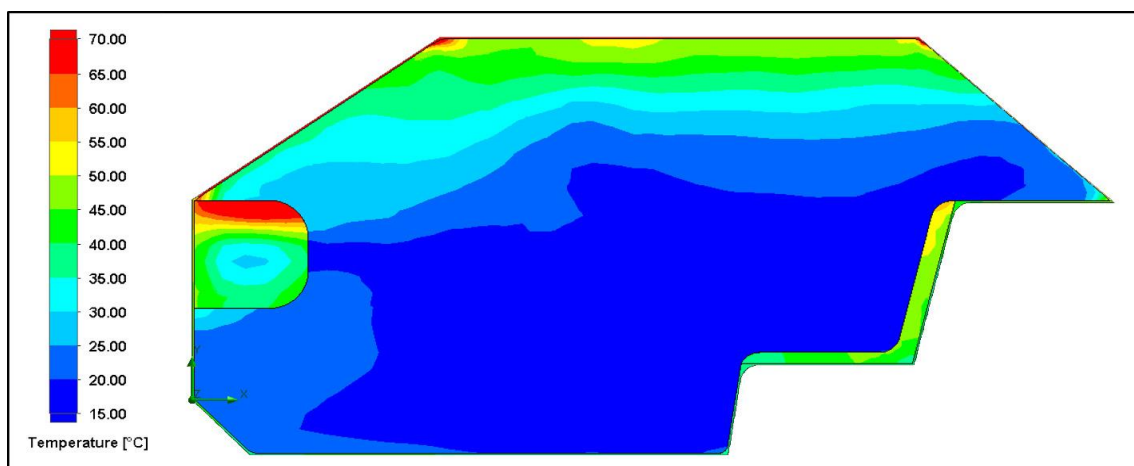
## Anexo J – Secções dos Projetos Realizados, Resultantes de Cortes Efetuados por um Plano Frontal, Colocado no Centro do HA



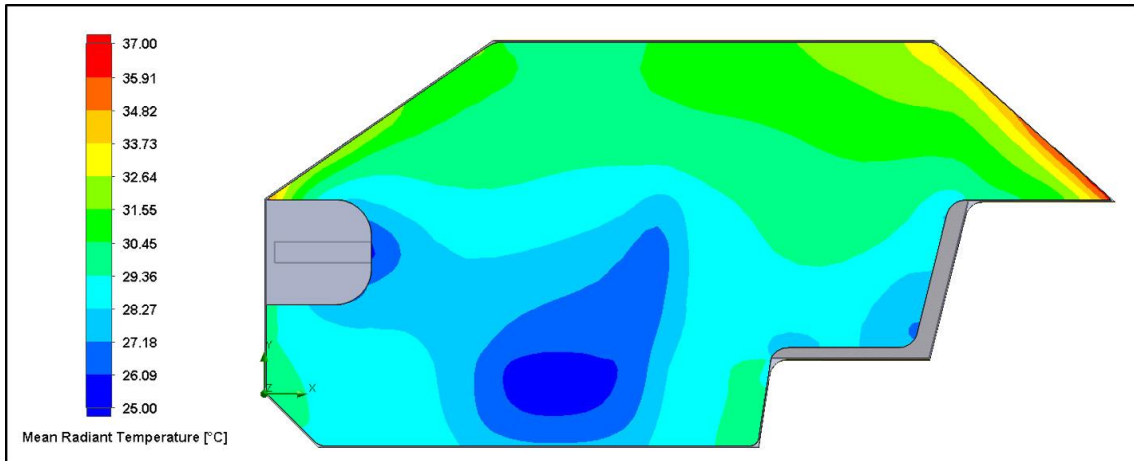
Variação da temperatura no interior do HA, sem influência da radiação solar.



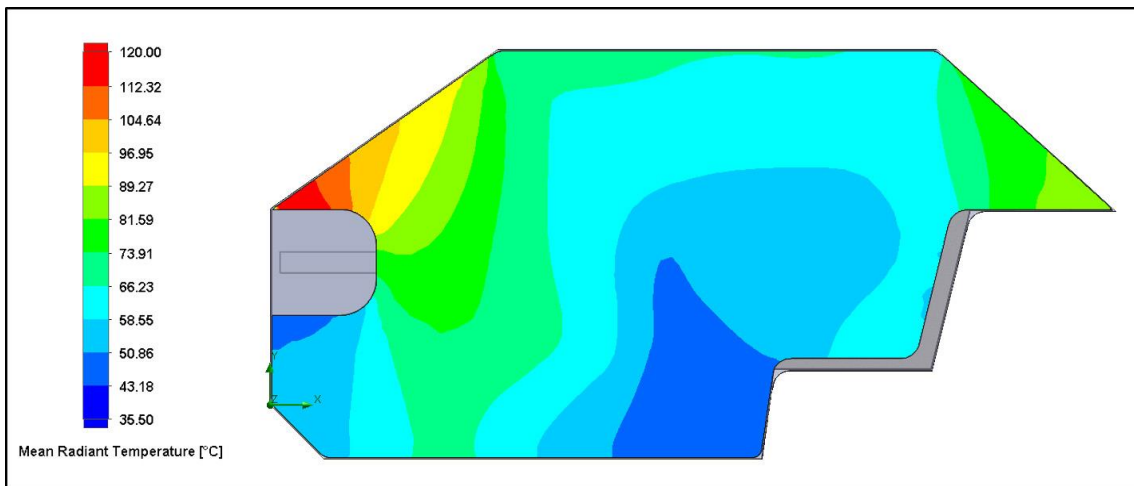
Variação da temperatura no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção].



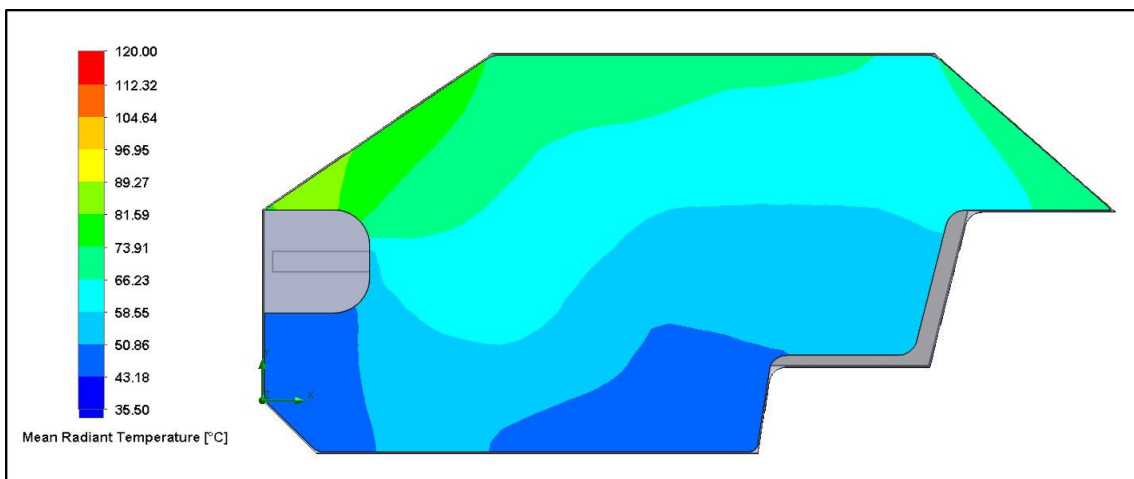
Variação da temperatura no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].



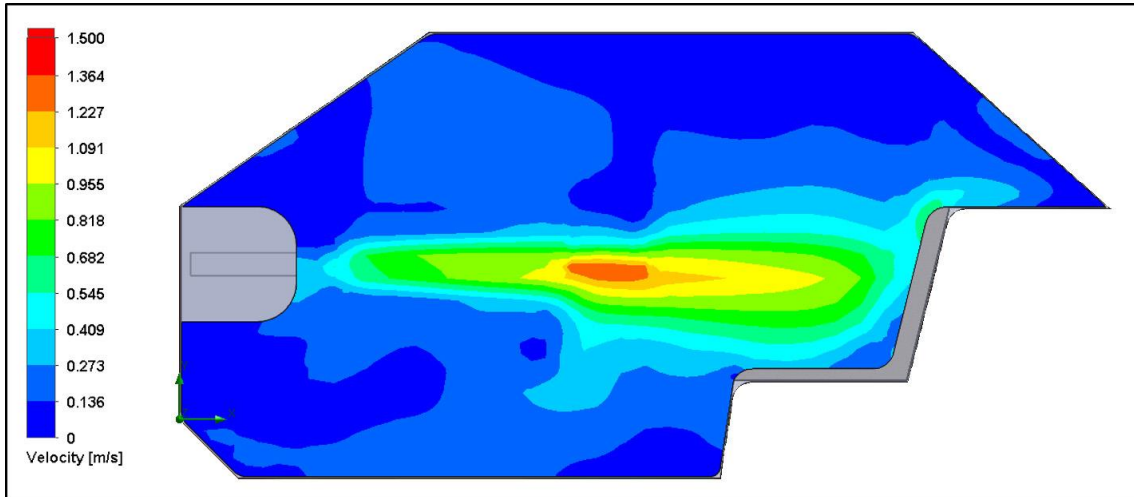
Variação da temperatura média radiante no interior do HA, sem influência da radiação solar.



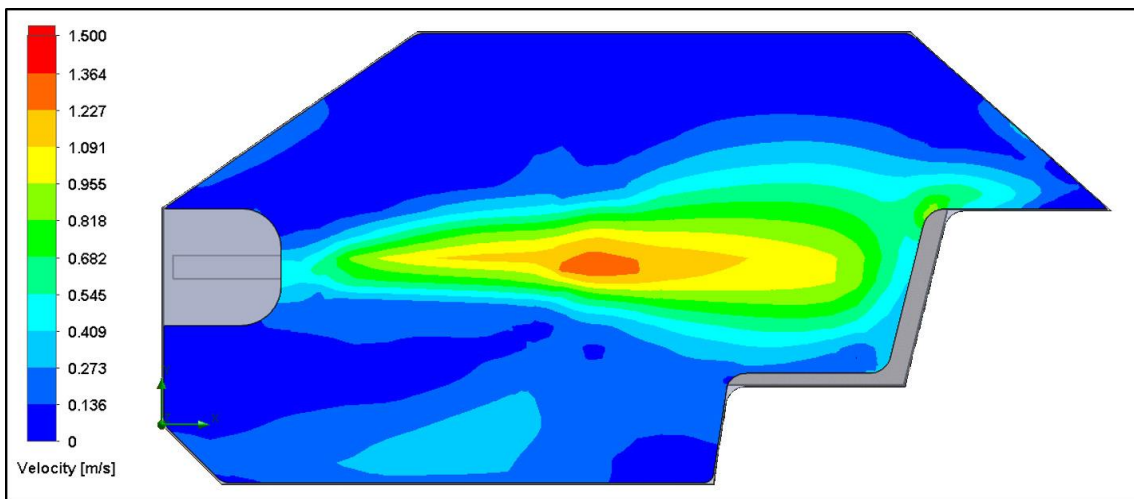
Variação da temperatura média radiante no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].



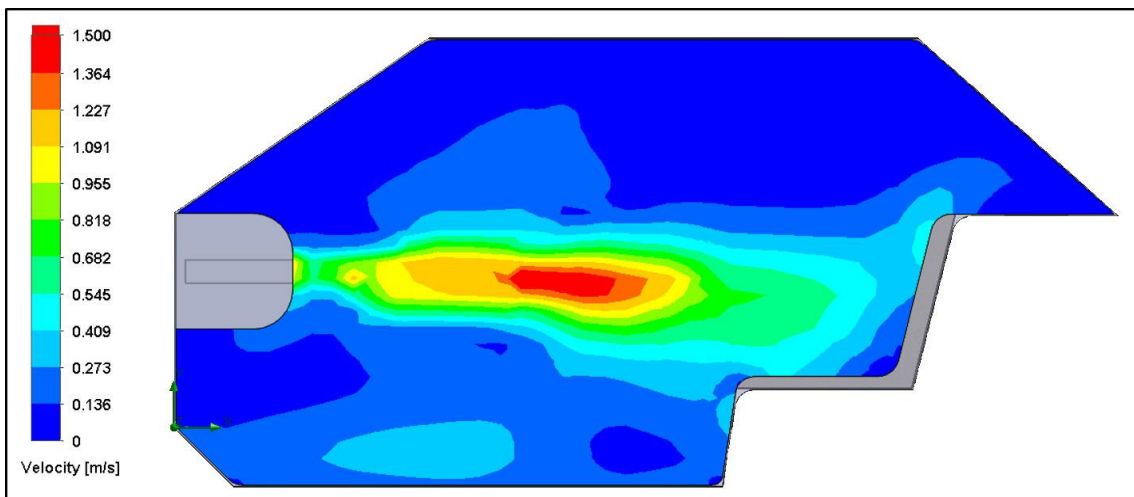
Variação da temperatura média radiante no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].



Varição da velocidade do ar no interior do HA, sem influência da radiação solar.

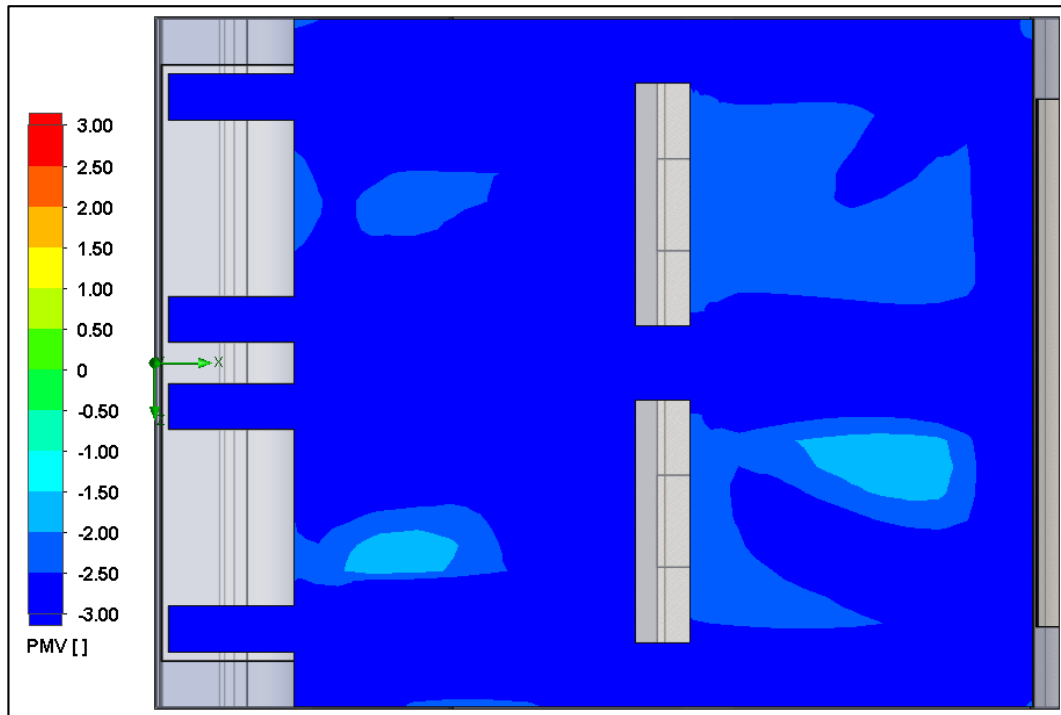


Varição da velocidade do ar no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

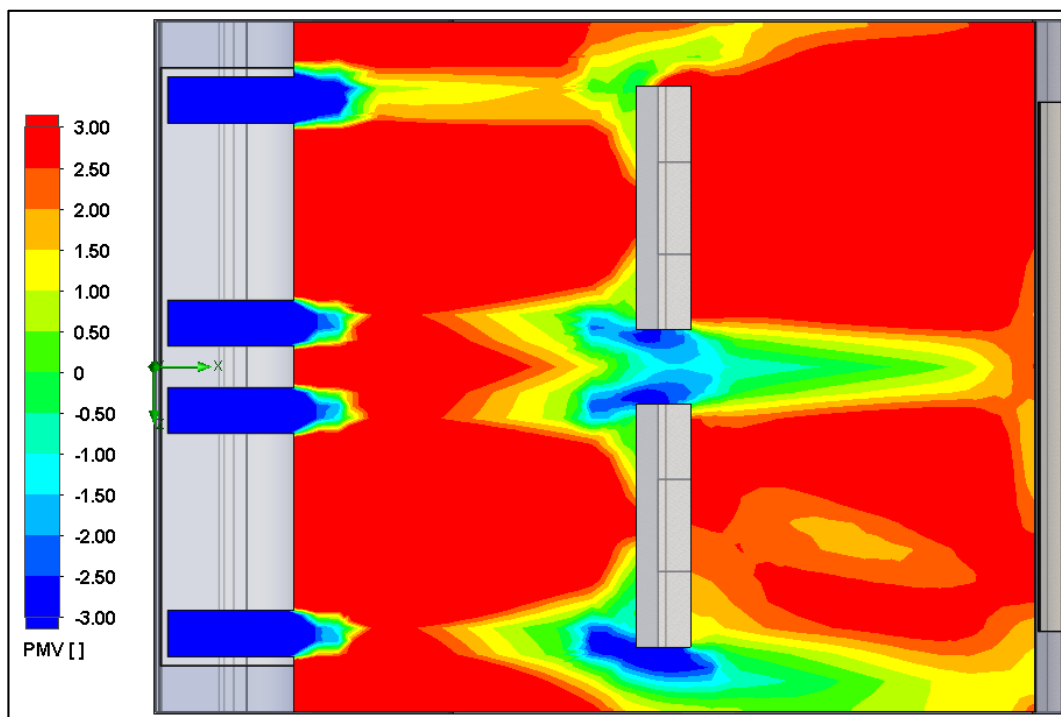


Varição da velocidade do ar no interior do HA, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

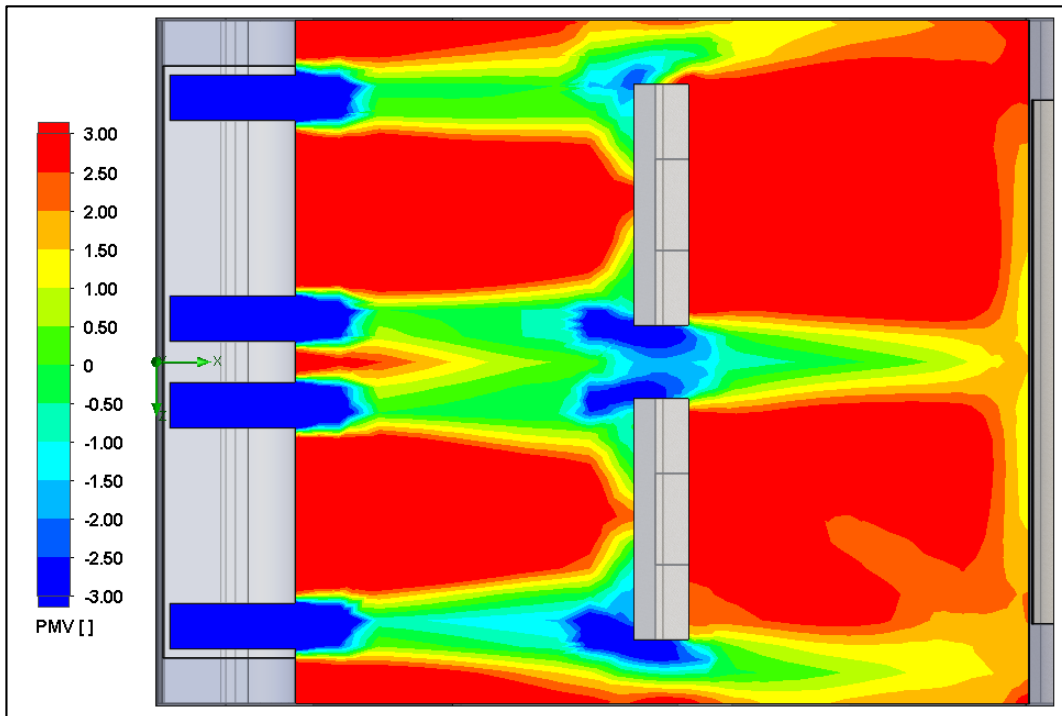
## Anexo K – Secções dos Índices PMV e PPD dos Projetos Realizados no Estudo 1



Variação do PMV no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar.

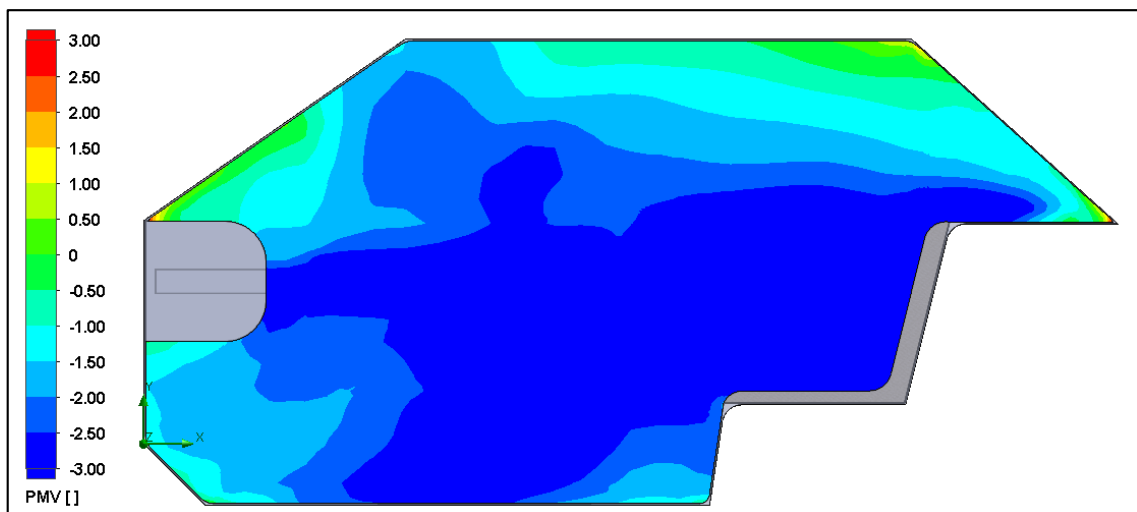


Variação do PMV no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

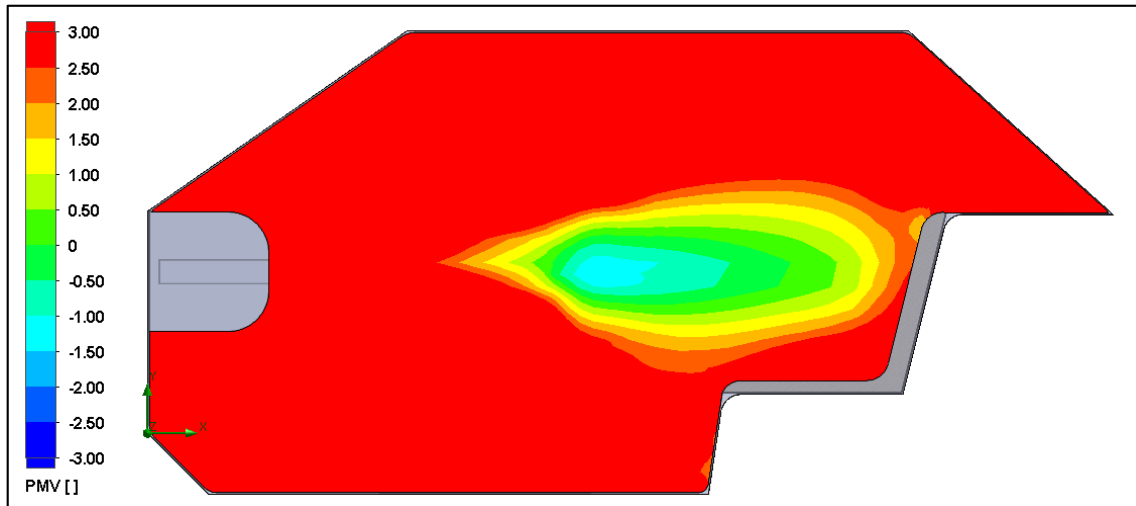


Varição do PMV no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

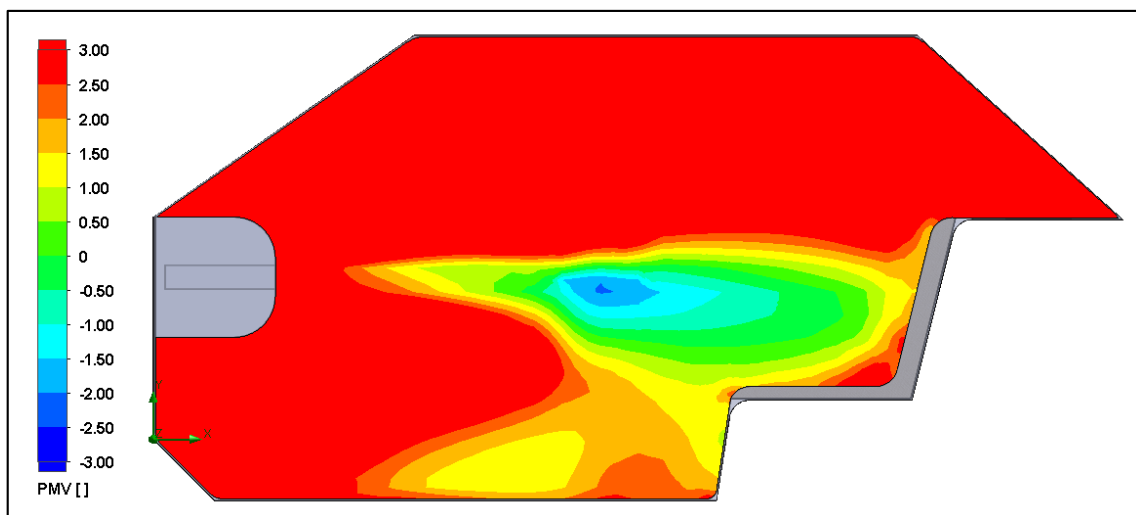
Secções dos projetos realizados, resultantes de cortes efetuados por um plano frontal, colocado no centro do HA.



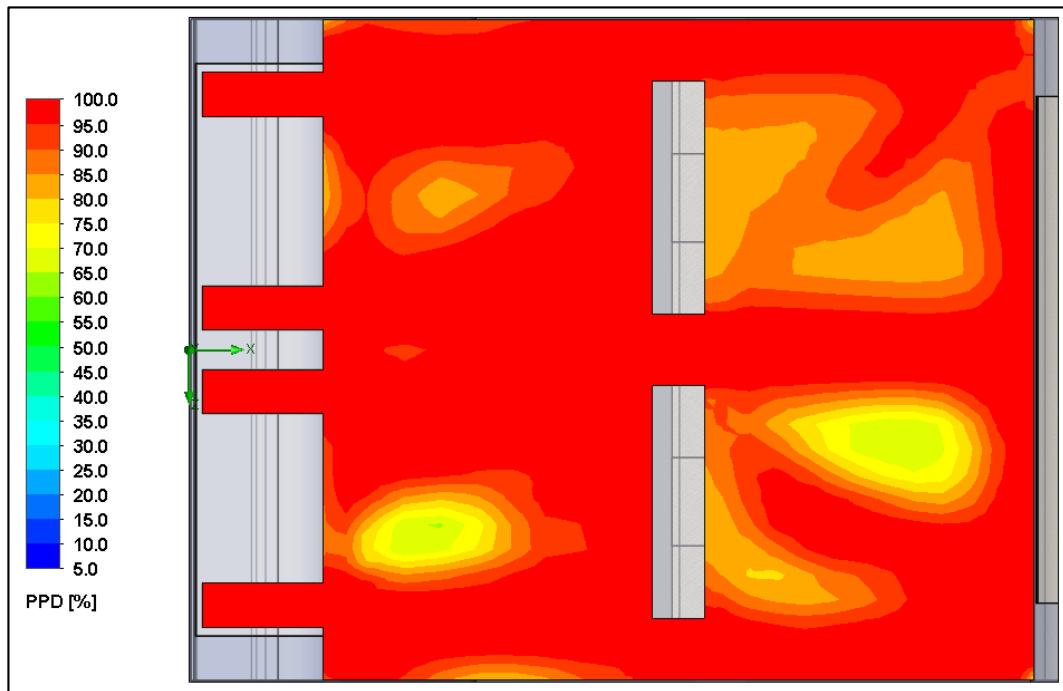
Varição do PMV no interior do HA, sem influência da radiação solar.



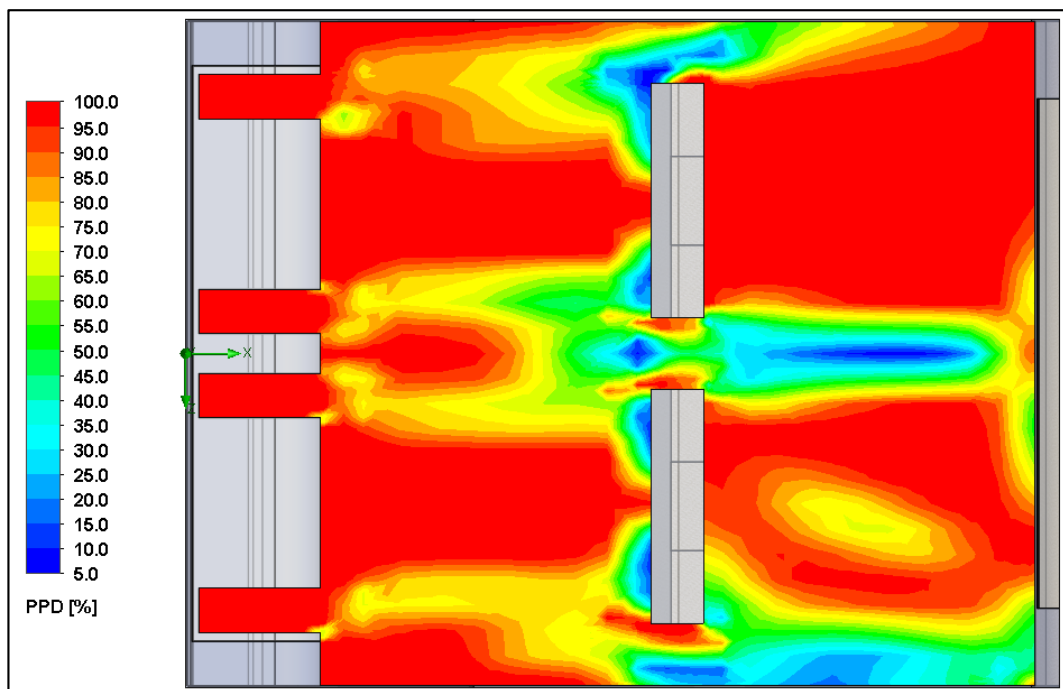
Varição do PMV no interior do HA, com influência da radiação solar  
[vidros sem absorção de radiação].



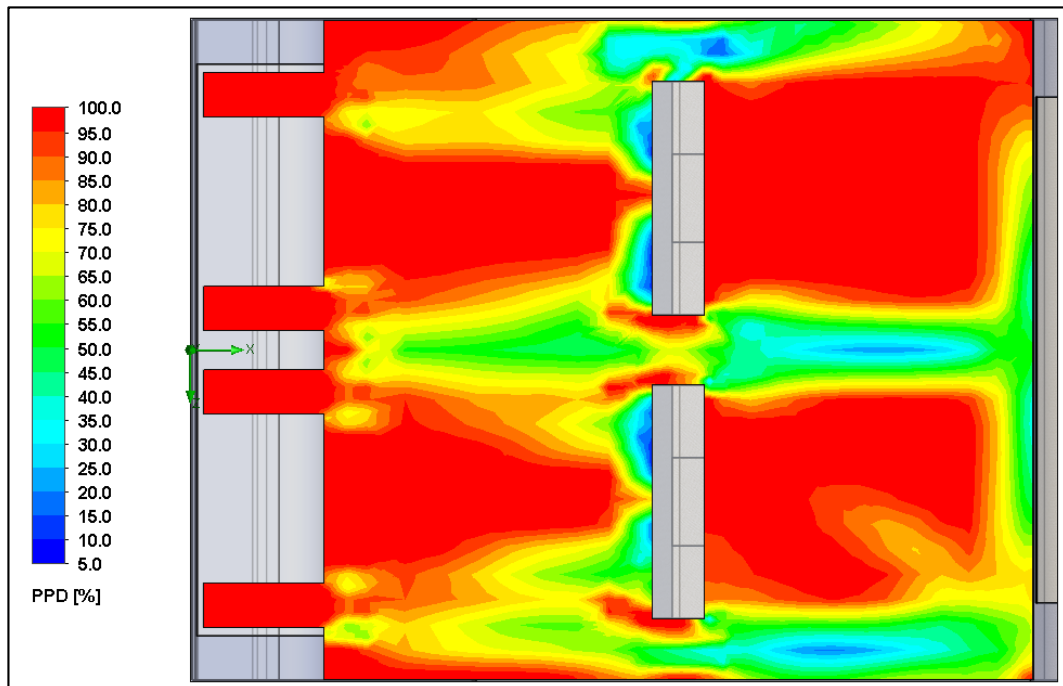
Varição do PMV no interior do HA, com influência da radiação solar  
[vidros com absorção de radiação].



Variação do PPD no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, sem influência da radiação solar.

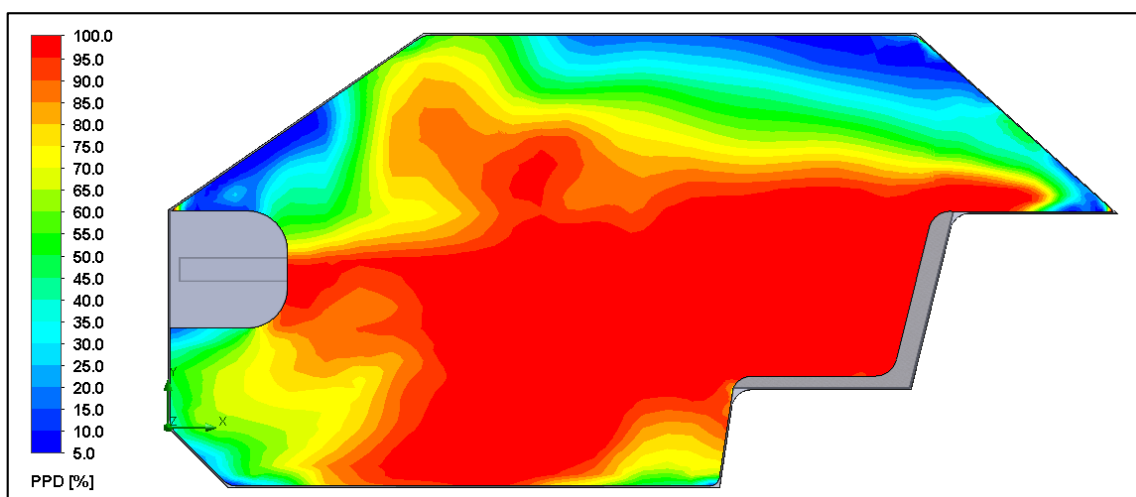


Variação do PPD no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros sem absorção de radiação].

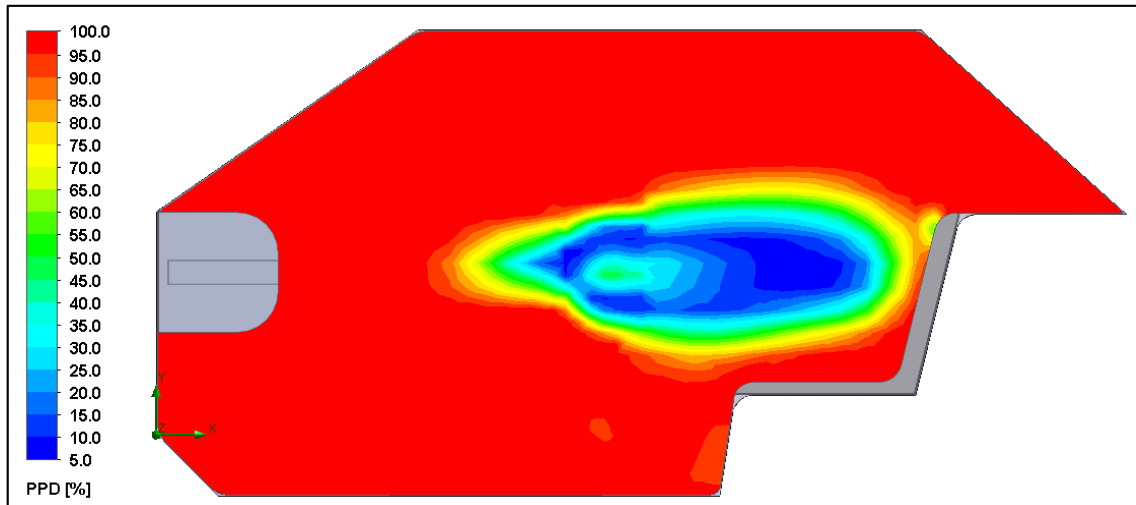


Varição do PPD no interior do HA, ao nível dos difusores de ar, com influência da radiação solar [vidros com absorção de radiação].

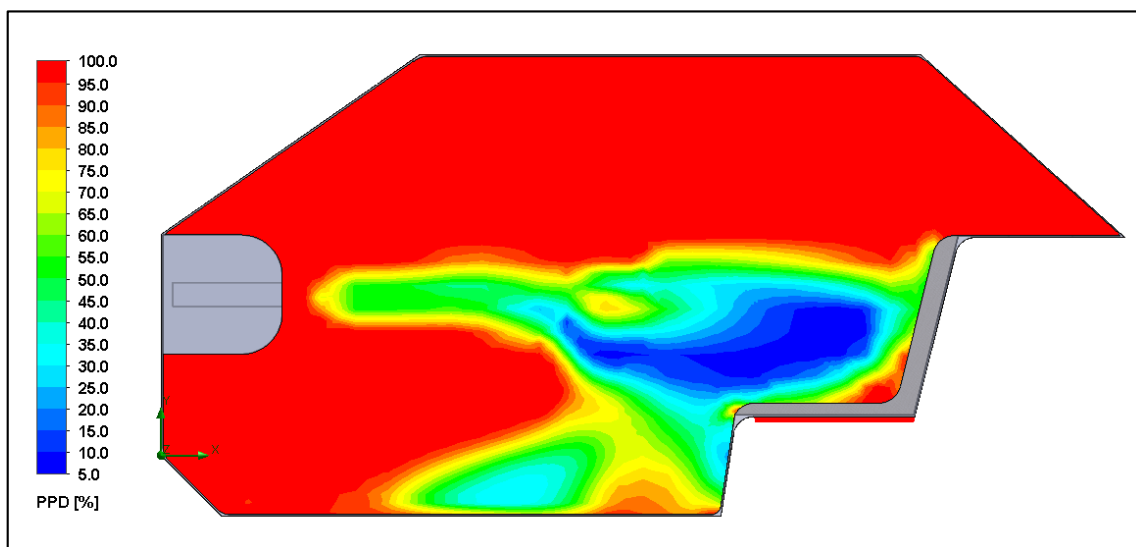
Secções dos projetos realizados, resultantes de cortes efetuados por um plano frontal, colocado no centro do HA.



Varição do PPD no interior do HA, sem influência da radiação solar.

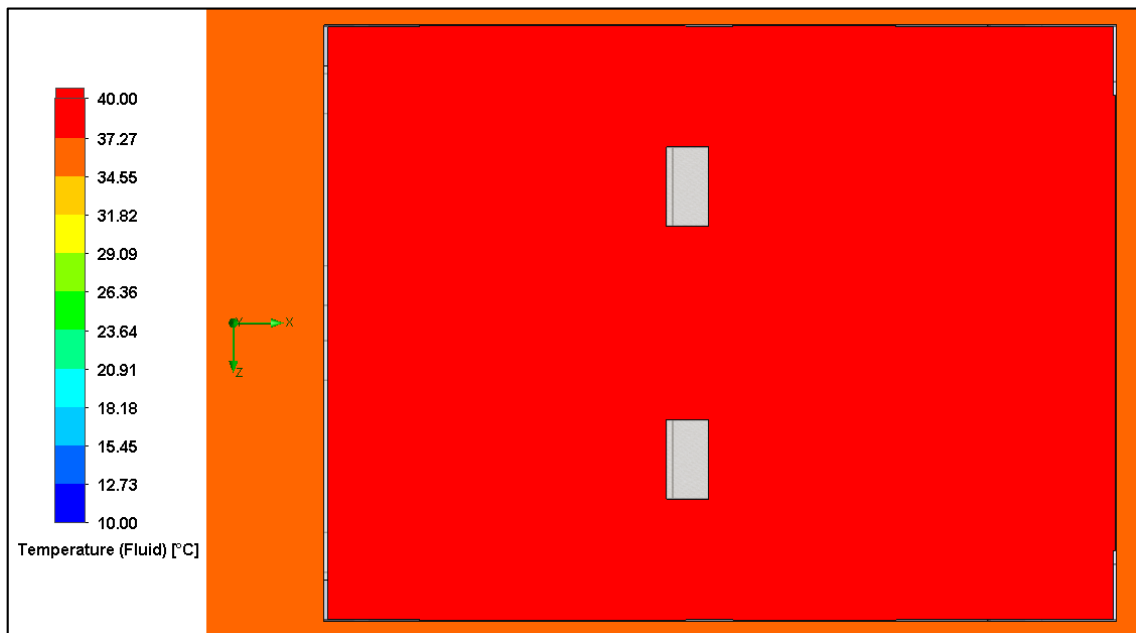


Varição do PPD no interior do HA, com influência da radiação solar  
[vidros sem absorção de radiação].

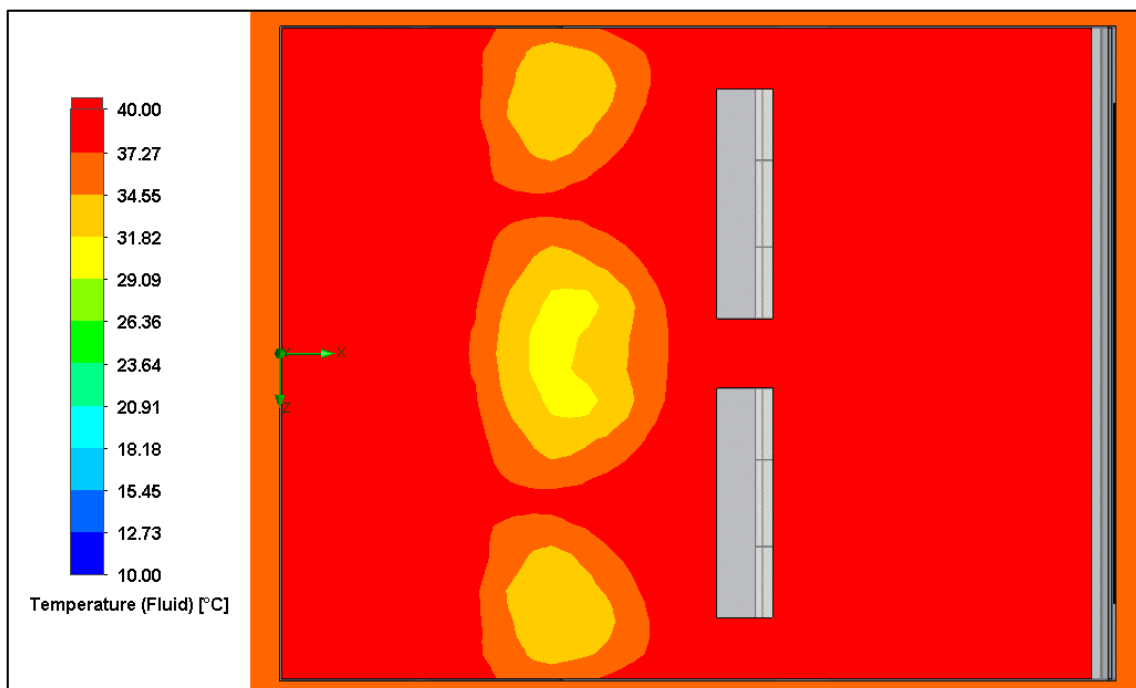


Varição do PPD no interior do HA, com influência da radiação solar  
[vidros com absorção de radiação].

## Anexo L – Secções da Temperatura do Ar Para os Vários Níveis



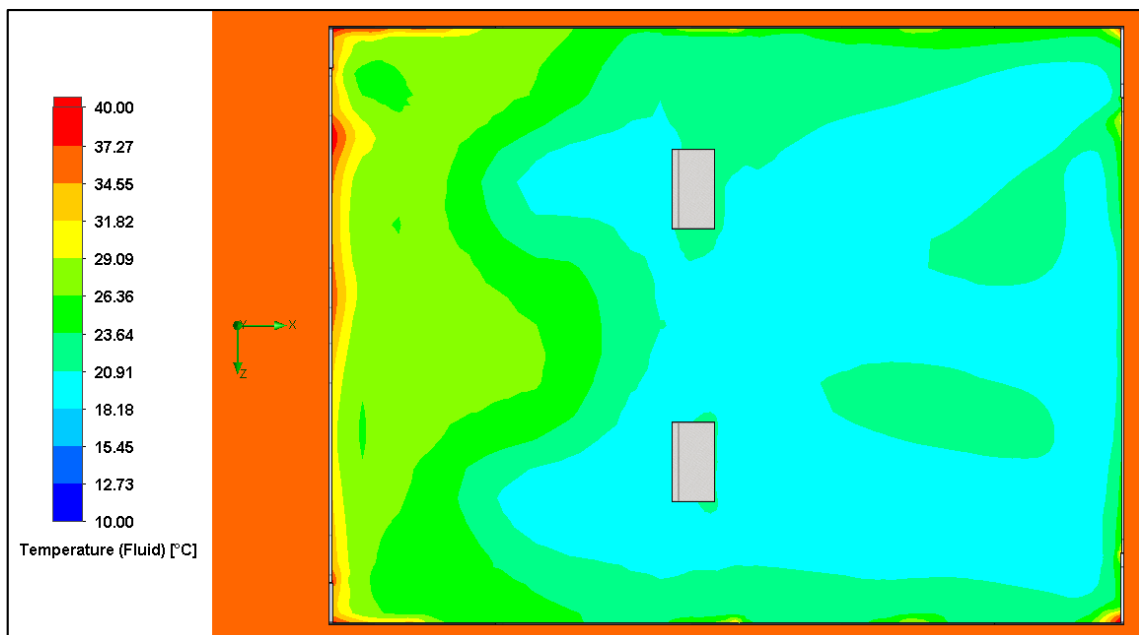
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 1 s, ao nível da cabeça [Y=0,715 m].



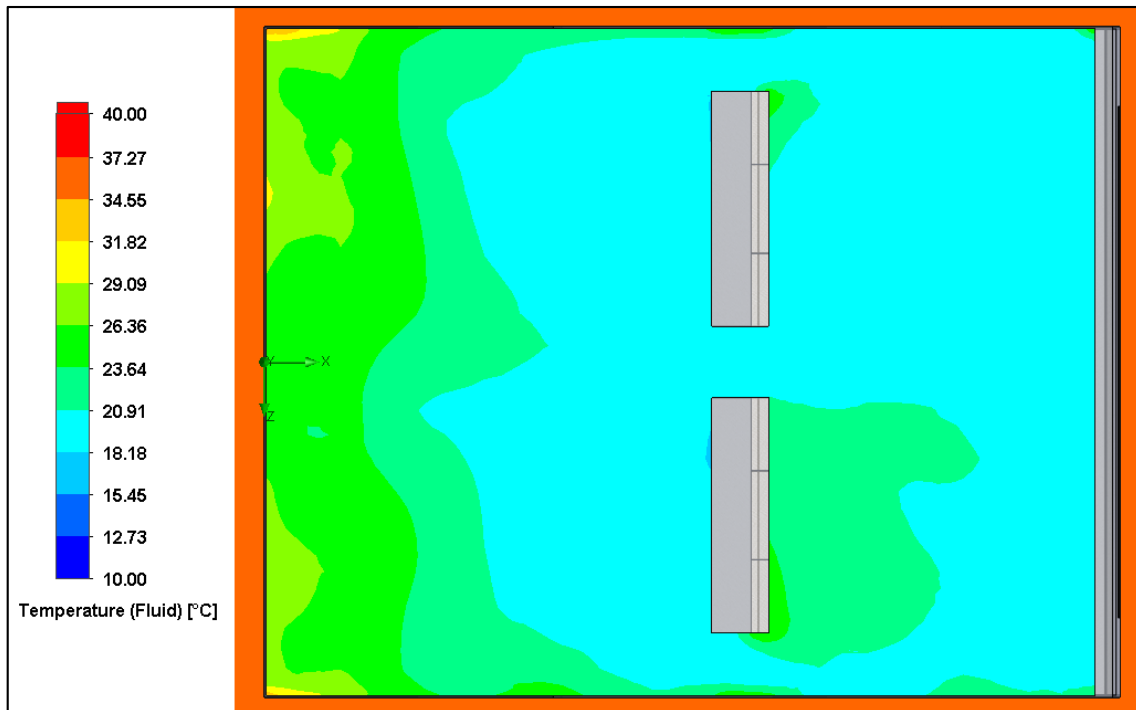
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 1 s, ao nível do abdómen [Y=0,220 m].



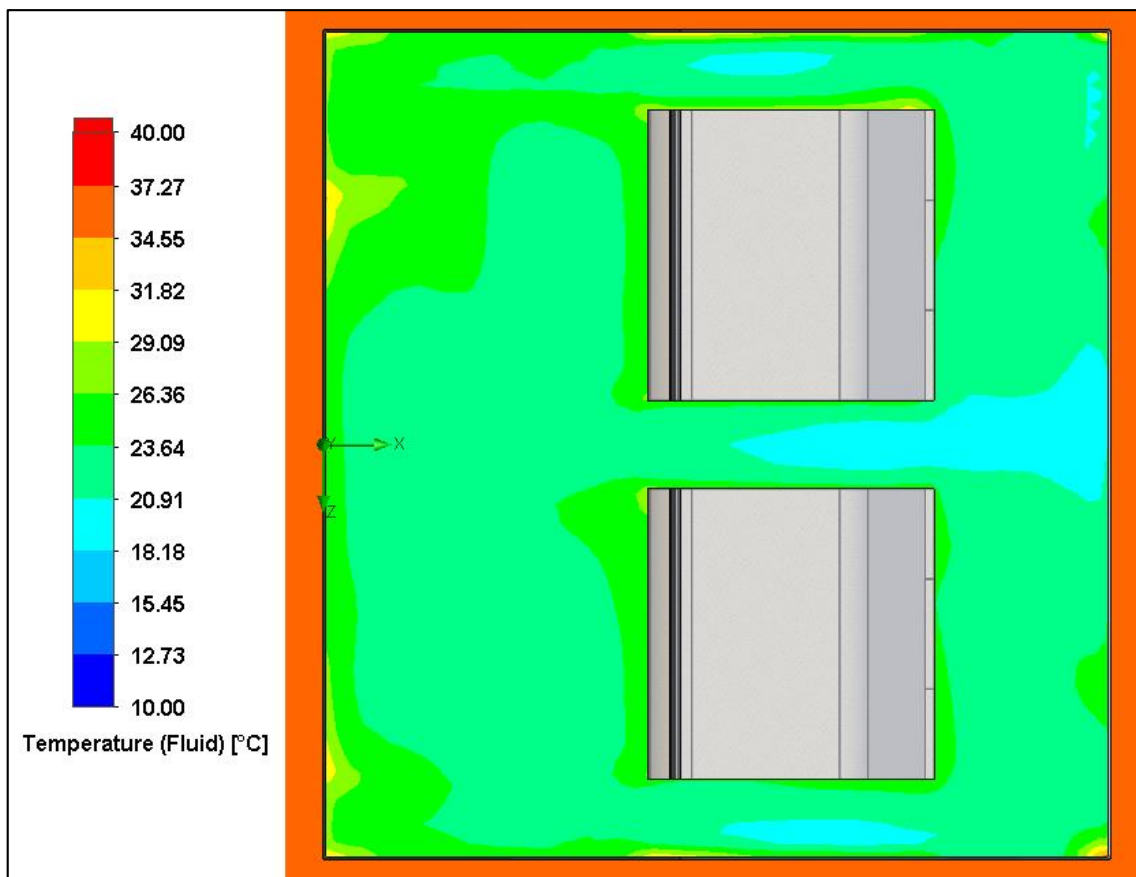
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 1 s, ao nível dos pés [Y=0,018 m].



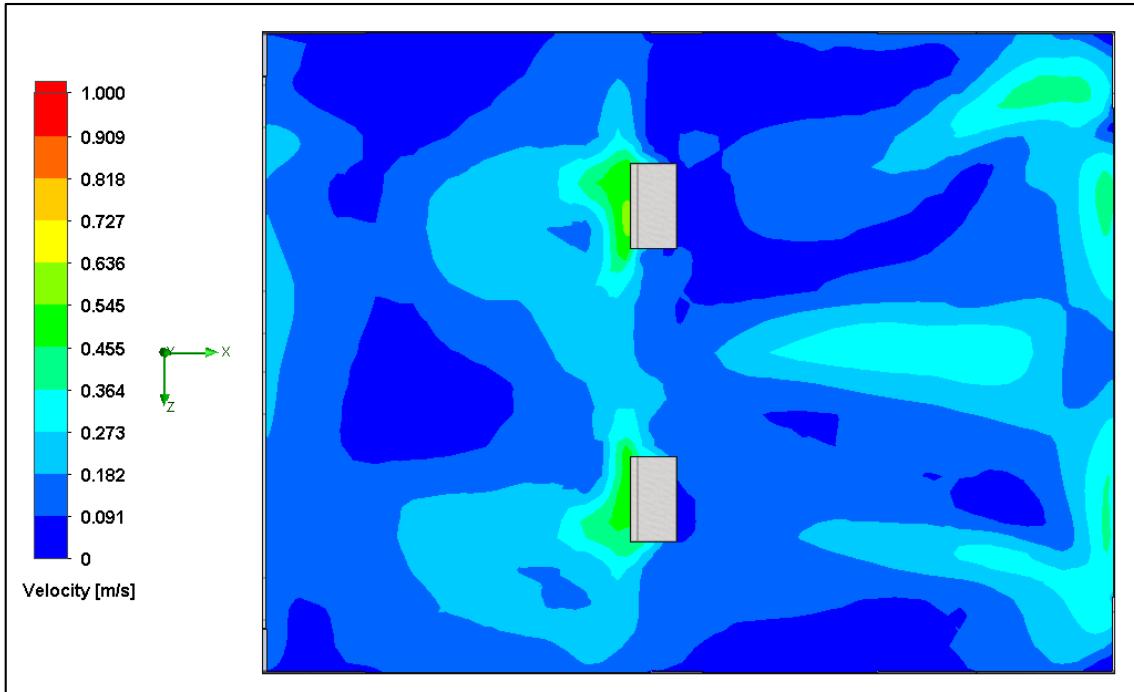
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s, ao nível da cabeça [Y=0,715 m].



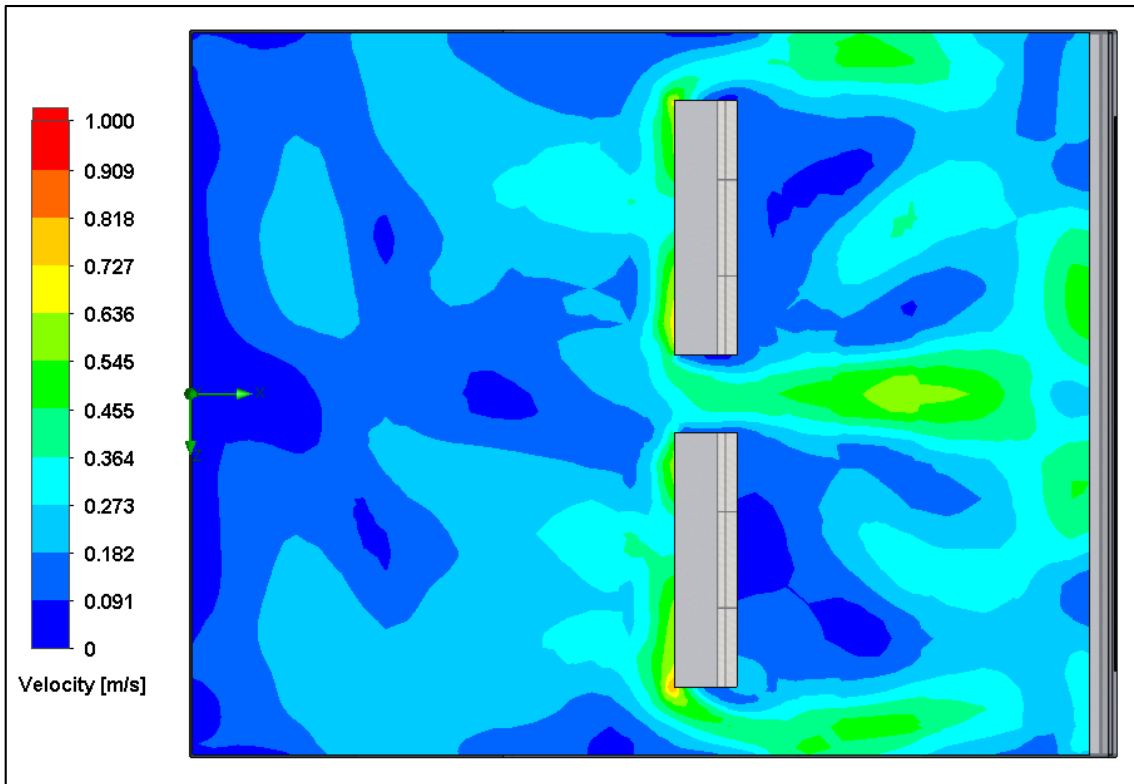
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s, ao nível do abdómen [Y=0,220 m].



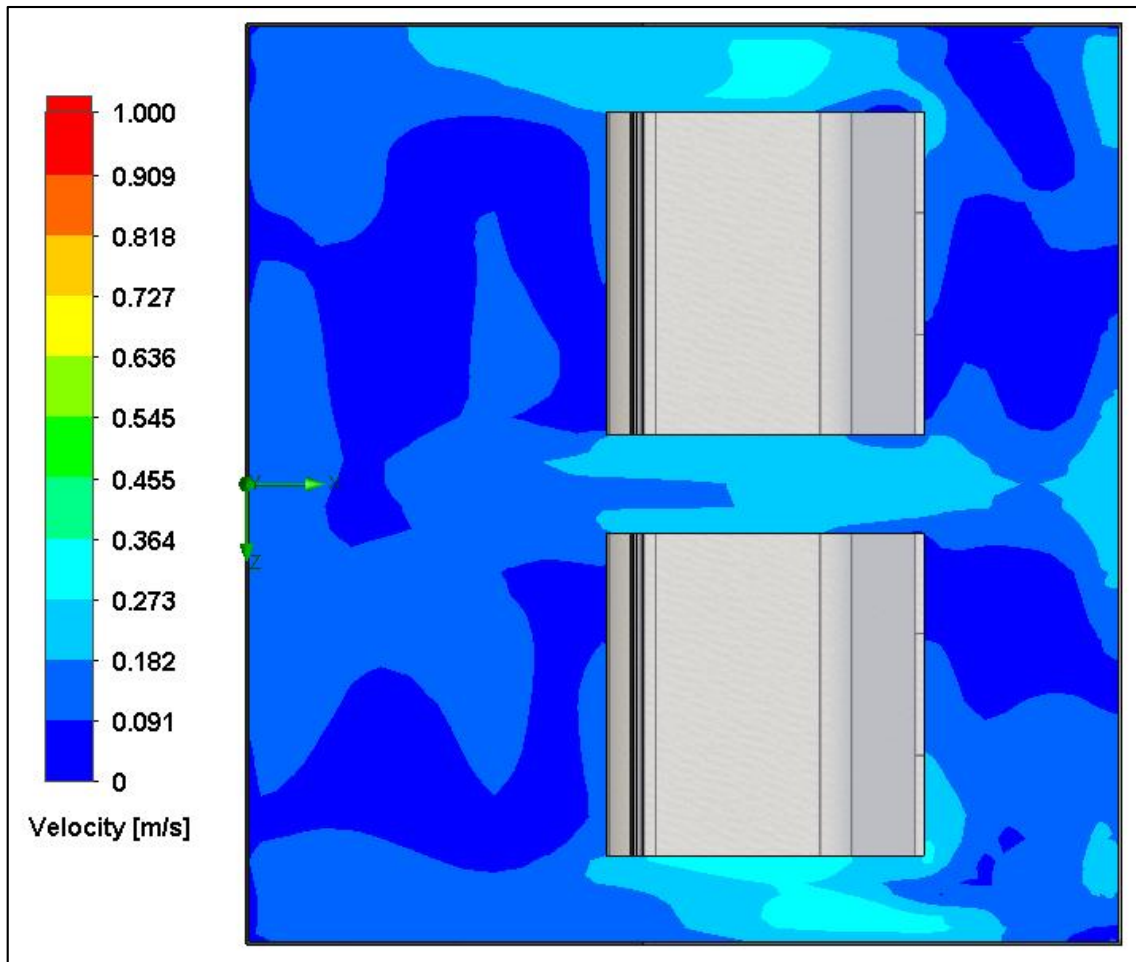
Variação da temperatura do ar no interior do HA para 540 s, ao nível dos pés [Y=0,018 m].



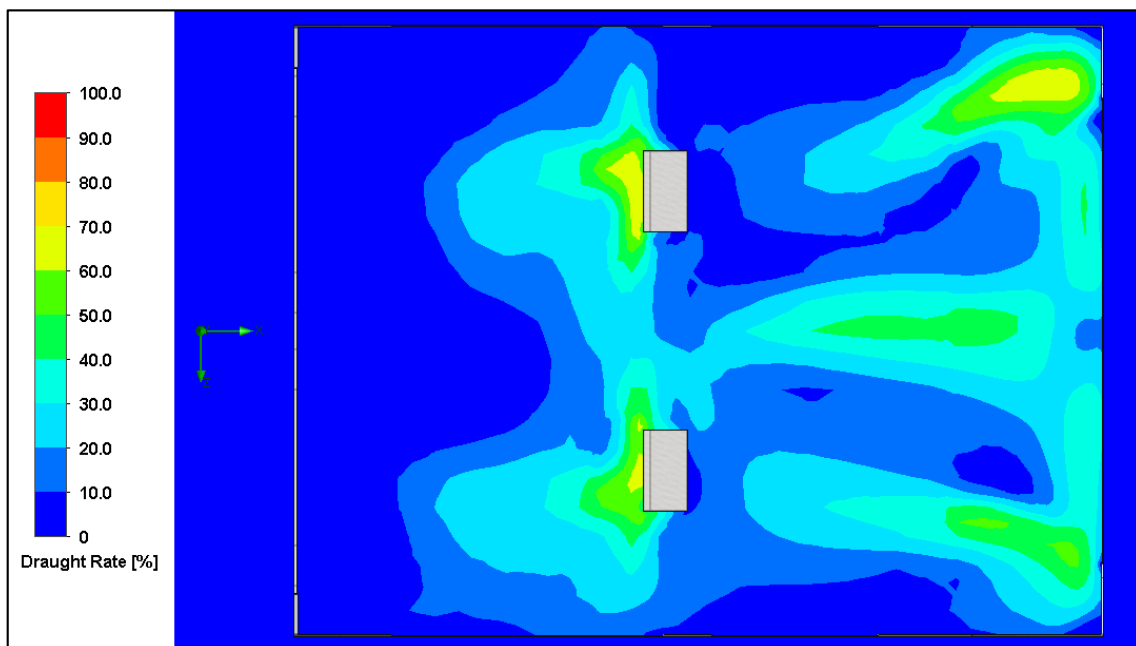
Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s, ao nível da cabeça [Y=0,715 m].



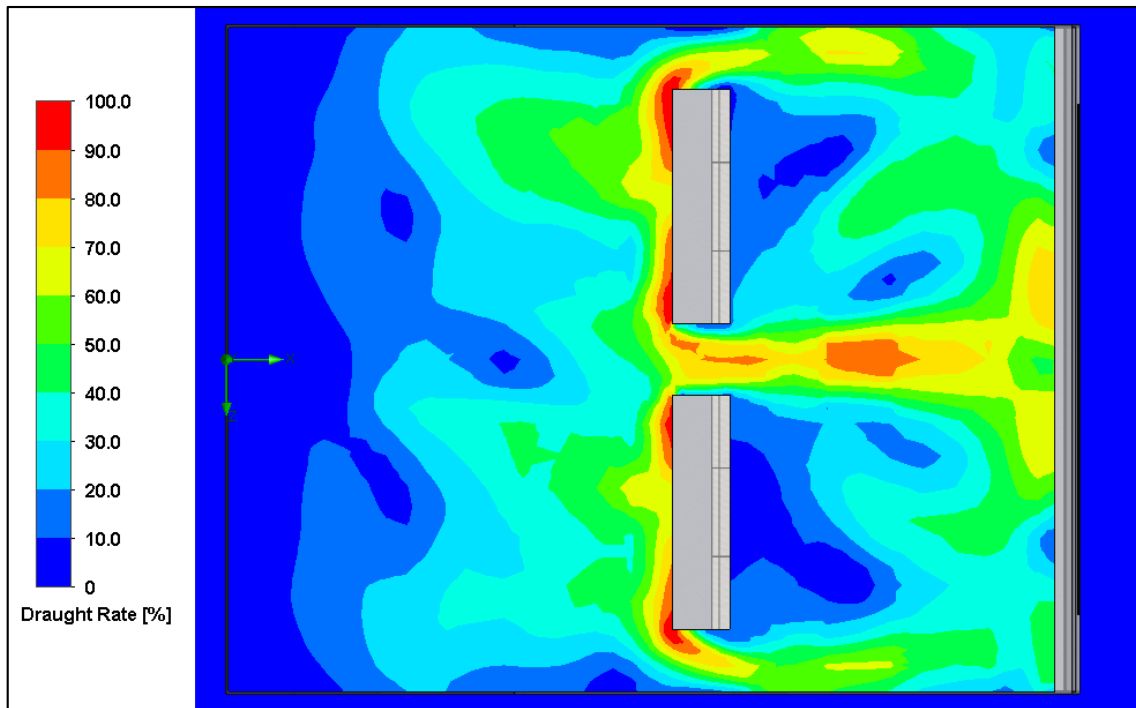
Variação da velocidade do ar no interior do HA para 540 s, ao nível do abdómen [Y=0,220 m].



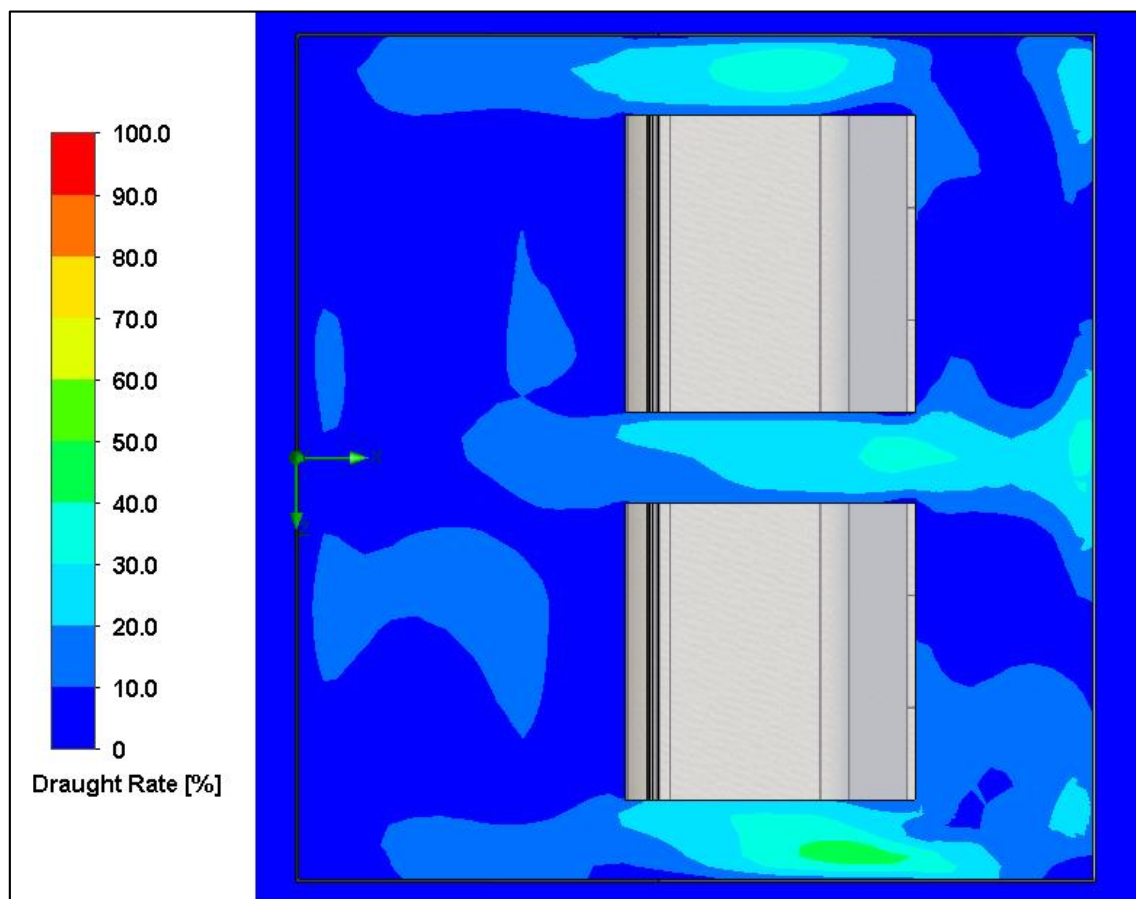
Varição da velocidade do ar no interior do HA para 540 s, ao nível dos pés [Y=0,018 m].



Varição das correntes de ar no interior do HA para 540 s, ao nível da cabeça [Y=0,715 m].



Varição das correntes de ar no interior do HA para 540 s, ao nível do abdómen [Y=0,220 m].



Varição das correntes de ar no interior do HA para 540 s, ao nível dos pés [Y=0,018 m].