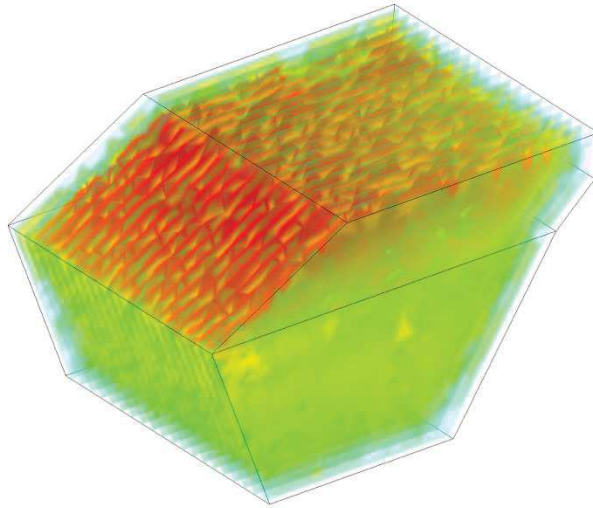


**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Departamento de Engenharia Mecânica**



## **Análise Térmica do Habitáculo e Estudo da Solução de Climatização de um Veículo Elétrico**

**TIAGO LUÍS NUNES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca  
Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

Júri:

Presidente: Doutor Pedro Miguel de Abreu e Silva  
Vogais: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte  
Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

**Dezembro de 2023**

**Página propositadamente deixada em branco**



**INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA**

**Departamento de Engenharia Mecânica**

# **Análise Térmica do Habitáculo e Estudo da Solução de Climatização de um Veículo Elétrico**

**TIAGO LUÍS NUNES**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Dissertação para obtenção do grau de Mestre  
em Engenharia Mecânica

Orientadores:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca  
Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

Júri:

Presidente: Doutor Pedro Miguel de Abreu e Silva  
Vogais: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte  
Doutor Nelson Pereira Caetano Marques

**Dezembro de 2023**

**Página propositadamente deixada em branco**

*“You can’t connect the dots looking forward; you can only connect them looking backwards. So you have to trust that the dots will somehow connect in your future.”*

*Steve Jobs*

**Página propositadamente deixada em branco**

## **Agradecimentos**

No âmbito da realização deste Trabalho Final de Mestrado, gostaria de agradecer, em primeiro lugar, ao meu irmão por, continuamente, me desafiar intelectualmente e me fazer querer ir em busca de mais conhecimento e procurar sempre o porquê das coisas. Igualmente, quero agradecer aos meus pais, por me terem dado a oportunidade de realizar este percurso académico, proporcionando-me sempre com os meios necessários de modo a fazerem que chegasse até onde cheguei hoje.

Agradeço aos meus orientadores, Professora Cláudia Casaca e Professor Nélson Marques, pelo apoio e disponibilidade demonstrados ao longo do desenvolvimento deste trabalho, e aos meus colegas, que também contribuíram para a realização do mesmo. Por fim, agradeço também aos professores do ISEL e aos membros das outras instituições que participaram no projeto Veeco, e que me deram a oportunidade de fazer parte do mesmo, que acabou por representar o ponto de partida para o desenvolvimento deste trabalho.

**Página propositadamente deixada em branco**

## Resumo

A crescente adoção de veículos elétricos (EV) representa uma mudança significativa para a mobilidade sustentável, mas traz desafios complexos de engenharia na concepção de sistemas eficientes de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC). Os EV, ao contrário dos veículos com motor de combustão interna (ICE), dependem exclusivamente da energia elétrica para a propulsão e para o controlo da climatização da cabina, o que exige uma otimização cuidadosa da energia para aumentar a autonomia e o conforto dos passageiros.

O presente estudo tem como objetivo realizar uma análise térmica ao habitáculo de um veículo elétrico, através de uma ferramenta de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD), de modo a ser possível determinar quais as suas cargas térmicas. O veículo em causa (Veeco RT) trata-se de um pequeno veículo desportivo, com dois lugares, e uma configuração *reverse trike*, originando menores áreas das superfícies envolventes. Inicialmente, efetuou-se o estudo para a situação do veículo estacionado, exposto ao sol. A temperatura aqui obtida é a máxima alcançada, 56,5 °C, e representa o ponto de partida para os restantes estudos. Ainda com o sistema de AVAC desligado, realizaram-se simulações alterando a velocidade do ar exterior para 50 km/h e 120 km/h, de modo a se conseguir fazer uma relação entre a velocidade e a temperatura no interior do habitáculo. De seguida, foram realizados os estudos com o sistema de AVAC ligado, a diferentes velocidades de ar nas saídas de ar arrefecido, alterando o número das mesmas de 2 para 4 e 6. Ainda foi simulada a abertura das janelas no início da condução através do cálculo de renovação de ar, de modo a perceber a sua influência nos resultados, diminuindo o tempo necessário para alcançar conforto térmico até 81,7%.

Os estudos realizados permitiram verificar que a temperatura máxima foi de 56,5 °C, quando este estava estacionado. Para alcançar os 25 °C determinados como temperatura de conforto térmico, demorou-se 27 min com o ar condicionado ligado e o veículo a deslocar-se a 50 km/h. Ao abrir as janelas, este tempo reduz para 18 min, nas mesmas condições. Aumentando as saídas de ar, tanto para 4 e 6, foi possível reduzir este tempo para a ordem dos 25 s. Com os resultados obtidos, ainda foi possível determinar a potência de arrefecimento necessária, 1768,4 W térmicos, para se alcançar equilíbrio e conforto térmico no habitáculo. Foi realizada a seleção dos componentes principais de um ciclo frigorífico para um sistema de climatização possível de aplicar no veículo em estudo.

**Palavras-chave:** Conforto térmico, Veículo elétrico, AVAC, CFD, Habitáculo automóvel

**Página propositadamente deixada em branco**

## **Abstract**

The growing adoption of electric vehicles (EV) represents a significant shift towards sustainable mobility but brings complex engineering challenges in the design of efficient Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems. EVs, unlike internal combustion engine (ICE) vehicles, rely exclusively on electrical energy for propulsion and cabin climate control, which requires careful optimization of energy to increase autonomy and passenger comfort.

The aim of this study is to carry out a thermal analysis of the passenger compartment of an electric vehicle, using a Computational Fluid Dynamics (CFD) tool, to determine its thermal loads. The vehicle in question (Veeco RT) is a small sports car with two seats and a reverse trike configuration, resulting in smaller surface areas. Initially, the study was carried out in the situation of a parked vehicle exposed to the sun. The temperature obtained here is the maximum reached, 56.5 °C, and represents the starting point for the remaining studies. Still with the HVAC system switched off, simulations were carried out by changing the outside air speed to 50 km/h and 120 km/h, to establish a relationship between the speed and the temperature inside the cabin. Next, studies were carried out with the HVAC system on, at different air speeds in the cooling vents, changing the number of vents from 2 to 4 and 6. Opening the windows at the start of the drive was also simulated by calculating air renewal, to understand its influence on the results, reducing the time needed to achieve thermal comfort by up to 81.7%.

The studies carried out showed that the maximum temperature was 56.5 °C when the car was parked. To reach the 25 °C determined as the thermal comfort temperature, it took 27 min with the air conditioning on and the vehicle traveling at 50 km/h. Opening the windows reduced this time to 18 minutes under the same conditions. By increasing the air vents to 4 and 6, it was possible to reduce this time to around 25 seconds. With the results obtained, it was also possible to determine the cooling power required, 1768.4 W thermal, to achieve balance and thermal comfort in the cabin. The main components of a refrigeration cycle were selected for a climate control system that could be applied to the vehicle under study.

**Keywords:** Thermal comfort, Electric vehicle, HVAC, Computational fluid dynamics, Car cabin

**Página propositadamente deixada em branco**

## Simbologia

$A_{Du}$	Área de DuBois	$m^2$
$A_{w,d}$	Área envidraçada com radiação direta incidente	$m^2$
$A_{w,i}$	Área envidraçada com radiação indireta incidente	$m^2$
$C$	Perdas convectivas pela superfície corporal	$W/m^2$
$c_p$	Calor específico	$J/kg$
$C_{res}$	Perdas convectivas por respiração	$W/m^2$
$E$	Perdas evaporativas pela superfície corporal (suor)	$W/m^2$
$e$	Espessura	$m$
$E_{res}$	Perdas evaporativas por respiração	$W/m^2$
$ET$	Temperatura efetiva	$^{\circ}C$
$ET^*$	Nova temperatura efetiva	$^{\circ}C$
$f_{cl}$	Fator de área de superfície do vestuário	-
$h_c$	Coefficiente de transmissão de calor por convecção interior	$W/m^2.K$
$H_p$	Altura da pessoa	$m$
$h_r$	Coefficiente de transmissão de calor por radiação	$W/m^2.K$
$H_{sk}$	Perdas de térmicas na pele	$W/m^2$
$I_{cl}$	Isolamento do vestuário	$m^2.K/W$
$i_m$	Índice de impermeabilidade	-
$K$	Perdas condutivas pela superfície corporal	$W/m^2$
$k$	Condutividade térmica	$W/m.K$
$LR$	Relação de Lewis	$^{\circ}C/kPa$
$M$	Taxa metabólica	$W/m^2$
$N$	Número de pessoas	-
$P_1$	Pressão inicial	$Pa$
$P_2$	Pressão final	$Pa$
$p_{v,a}$	Pressão de vapor de água	$Pa$
$p_{ET^*,s}$	Pressão de saturação para $ET^*$	$Pa$
$P_p$	Peso da pessoa	$kg$
$Q$	Poder emissivo	$W/m^2$
$Q_{cond}$	Ganhos térmicos por condução	$W$
$Q_{inf}$	Ganhos térmicos por infiltração de ar	$W$

$Q_{\text{met}}$	Ganhos térmicos pelo metabolismo	W
$Q_{\text{rad}}$	Ganhos térmicos por radiação	W
R	Perdas radiativas pela superfície corporal	W/m <sup>2</sup>
$R_d$	Radiação incidente direta	W/m <sup>2</sup>
$R_{e,T}$	Resistência evaporativa do vestuário	m <sup>2</sup> .K/W
$R_i$	Radiação incidente indireta	W/m <sup>2</sup>
$R_{s,m}$	Média da radiação solar	W/m <sup>2</sup>
$R_T$	Resistência térmica	m <sup>2</sup> .K/W
S	Equilíbrio térmico do corpo humano	
SET	Temperatura efetiva padrão ( <i>Standar Effective Temperature</i> )	°C
$S_i$	Área da superfície	m <sup>2</sup>
$\bar{t}_r$	Temperatura radiante média	°C
T	Temperatura	°C
$T_1$	Temperatura inicial	°C
$T_2$	Temperatura final	°C
$T_a$	Temperatura ambiente	°C
$T_{AN}$	Temperatura de ar novo	°C
$T_{\text{cab}}$	Temperatura do habitáculo	°C
$t_{cl}$	Temperatura média da superfície coberta por vestuário	°C
$T_D$	Temperatura de bolbo seco	°C
$t_{eq}$	Temperatura equivalente	°C
$T_G$	Temperatura de globo	°C
$T_M$	Temperatura de equilíbrio	°C
$t_o$	Temperatura operativa	°C
$T_R$	Temperatura do ar restante	°C
$t_s$	Temperatura da superfície	°C
$t_{sk}$	Temperatura média da pele	°C
$T_W$	Temperatura de bolbo húmido	°C
U	Coefficiente global de transmissão de calor	W/m <sup>2</sup> .K
$\dot{V}$	Caudal volúmico de ar infiltrado	m <sup>3</sup> /s
$V_1$	Volume inicial	m <sup>3</sup>
$V_2$	Volume final	m <sup>3</sup>
$V_{AN}$	Volume de ar novo	m <sup>3</sup>

$v_{ar}$	Velocidade do ar	m/s
$V_M$	Volume de equilíbrio	$m^3$
$V_R$	Volume do ar restante	$m^3$
$W$	Calor metabólico convertido em potência mecânica	$W/m^2$
$WK$	Calor metabólico convertido em trabalho mecânico	$W/m^2$

### Alfabeto grego

$\alpha$	Absortividade	-
$\gamma$	Coefficiente de expansão adiabática	-
$\varepsilon$	Emissividade	-
$\eta$	Rendimento	-
$\sigma$	Constante Stefan-Boltzman ( $5,66 \times 10^{-8}$ )	$W/m^2.K^4$
$\omega$	Humidade específica da pele	-

**Página propositadamente deixada em branco**

## Lista de Siglas e Acrónimos

ASHRAE – Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*)

ASHVE – Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento e Ventilação (*American Society of Heating and Ventilation Engineers*)

AVAC – Aquecimento, ventilação e Ar Condicionado

BMR – Taxa Metabólica Basal (*Basal Metabolic Rate*)

CAD – Desenho Assistido por Computador (*Computer-Aided Design*)

CFC – Clorofluorcarbonetos

CFD – Dinâmica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics*)

COP – Coeficiente de Performance ou de Desempenho (*Coefficient of Performance*)

DO – Ordenadas Discretas (*Discrete Ordinates*)

ECVDC – Compressor de Volumetria Variável Controlado Externamente (*Externally Controlled Variable Displacement Compressor*)

EER – Rácio de Eficiência Energética (*Energy Efficient Ratio*)

ETI – Índices de Temperatura Efetiva (*Effective Temperatura Indexes*)

EUA – Estados Unidos da América

EV – Veículo Elétrico (*Electric Vehicle*)

FDC – Compressor de Volumetria Fixa (*Fixed Displacement Compressor*)

FDM – Método de Diferenças Finitas (*Finite Difference Method*)

FEM – Método de Elementos Finitos (*Finite Element Method*)

FVM – Método de Volume Finito (*Finite Volume Method*)

GEE – Gases de Efeito de Estuda

GWP – Potencial de Aquecimento Global (*Global Warming Potencial*)

HFC – Hidrofluorcarbonetos

HSI – Índice de *Stress* dpr Calor (*Heat Stress Index*)

ICE – Motor de Combustão Interna (*Internal Combustion Engine*)

ICVDC – Compressor de Volumetria Variável Controlado Internamente (*Internally Controlled Variable Displacement Compressor*)

ITU – Índice de Temperature-Humidade (*Temperature-moistness index*)

ODP – Potencial de Destruição da Camada de Ozono (*Ozone Depletion Potencial*)

PCM – Material de Mudança de Fase (*Phase Change Material*)

PMV – Voto Médio Previsível (*Predicted Mean Vote*)

PPD – Percentagem Previsível de Insatisfeitos (*Predicted Percentage of Dissatisfied*)

PTC – Coeficiente de Temperatura Positivo (*Positive Temperature Coefficient*)

PVGIS – Sistema de Informação Geográfica Fotovoltaica (*Photovoltaic Geographical Information System*)

RCCTE – Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios

TSI – Índice de *Stress* Térmico (*Thermal Stress Index*)

TXV – Válvula de Expansão Térmica (*Thermal Expansion Valve*)

UE – União Europeia

VDC – Compressor de Volumetria Variável (*Variable Displacement Compressor*)

WBGT – Índice de temperatura de globo de bolbo húmido (*Wet Bulb Globe Temperature*)

WBGT<sub>eff</sub> – Índice de temperatura efetiva de globo de bolbo húmido (*Effective Wet Bulb Globe Temperature*)

# Índice

Agradecimentos .....	i
Resumo .....	iii
Abstract.....	v
Simbologia .....	vii
Alfabeto grego .....	ix
Lista de Siglas e Acrónimos .....	xi
Índice de Figuras.....	xvii
Índice de Tabelas .....	xxi
1. Introdução.....	1
1.1. Motivação .....	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Estrutura do documento .....	2
2. Conforto térmico .....	5
2.1. Introdução .....	5
2.2. Métodos de avaliação de conforto .....	8
2.3. Fatores que influenciam o conforto térmico .....	12
2.3.1. Temperatura efetiva.....	16
2.3.2. Temperatura efetiva corrigida .....	17
2.3.3. Temperatura de globo de bolbo húmido.....	18
2.3.4. Temperatura operativa ( $t_o$ ).....	19
2.3.5. Nova temperatura efetiva (ET*) .....	21
2.3.6. Temperatura efetiva padrão .....	22
2.3.7. Temperatura equivalente ( $t_{eq}$ ).....	24
2.4. Conforto térmico em edificios <i>versus</i> veículos.....	30
3. Sistemas de climatização em veículos .....	33
3.1. Introdução .....	33

3.2.	Evolução tecnológica dos sistemas de climatização .....	34
3.2.1.	Compressores .....	36
3.2.2.	Condensadores.....	39
3.2.3.	Evaporadores .....	41
3.2.4.	Equipamentos de expansão.....	42
3.3.	Sistemas de climatização em veículos de combustão interna, híbrido e elétricos 44	
3.4.	Fluidos frigorigéneos .....	53
3.4.1.	R-134a .....	53
3.4.2.	R-744 (ou CO <sub>2</sub> ).....	54
3.4.3.	R1234yf.....	54
3.4.4.	Outros fluidos .....	55
4.	Metodologia .....	57
4.1.	Caso de estudo .....	57
4.2.	Escolha do <i>software</i> .....	60
4.3.	Criação de malha .....	61
4.4.	Validação do programa .....	66
4.5.	Casos de estudo.....	71
4.5.1.	Modelo simplificado.....	71
4.5.2.	Condições de fronteira.....	74
4.5.3.	Caso de estudo 1: Temperatura máxima no interior do habitáculo – veículo parado 81	
4.5.4.	Caso de estudo 2: Temperatura máxima no interior do habitáculo – veículo em movimento.....	84
4.5.5.	Caso de estudo 3: Tempo de estabilização da temperatura com uso de ar condicionado .....	85
4.5.6.	Caso de estudo 4: Tempo de estabilização da temperatura considerando renovação de ar.....	88

4.5.7. Caso de estudo 5: Temperatura alcançada num período de 15 min com adição de saídas de ar .....	89
5. Resultados .....	91
5.1. Caso de estudo 1 .....	91
5.2. Caso de estudo 2 .....	97
5.3. Caso de estudo 3 .....	98
5.4. Caso de estudo 4 .....	100
5.5. Caso de estudo 5 .....	102
5.6. Sistema de climatização a implementar .....	104
6. Conclusões .....	111
6.1. Desenvolvimento futuro .....	113
Referências .....	115
Anexos .....	121
Anexo 1: Dados obtidos através do PVGIS .....	122
Anexo 2: Propriedades da manta de isolamento acústico .....	123
Anexo 3: Propriedades da corticite .....	124
Anexo 4: Propriedades do ABS .....	125
Anexo 5: Propriedades da tela asfáltica .....	126
Anexo 6: Relatório do equipamento equivalente selecionado (Coolselector®) .....	127

**Página propositadamente deixada em branco**

## Índice de Figuras

<b>Figura 2.1</b> – Valor de PPD (em percentagem) em função do PMV [6]. .....	11
<b>Figura 2.2</b> - Relação entre velocidade de ar aceitável em função da temperatura no interior de um veículo (adaptado de [12]). .....	15
<b>Figura 2.3</b> - Escala normal de temperatura efetiva [16]. .....	17
<b>Figura 2.4</b> - Ilustração da definição de temperatura equivalente (adaptado de [31]). ...	24
<b>Figura 2.5</b> - Mapeamento das temperaturas equivalentes locais do corpo humano, para uma situação de verão [33]. .....	28
<b>Figura 2.6</b> - Diagramas das zonas de conforto para 16 segmentos do corpo, para situações de verão (a) e inverno (b) [31]. .....	29
<b>Figura 3.1</b> - Representação de um ciclo de compressão de vapor. ....	35
<b>Figura 3.2</b> - Representação da técnica de arrefecimento termoeétrica [39]. .....	36
<b>Figura 3.3</b> - Vista em corte de um compressor de disco inclinado [40]. .....	37
<b>Figura 3.4</b> - Desenvolvimento do tipo de condensador ao longo dos anos [41]. .....	40
<b>Figura 3.5</b> - Desenvolvimento do tipo de evaporador ao longo dos anos [37]. .....	41
<b>Figura 3.6</b> - Percurso do fluido por um evaporador de tanque múltiplo [43]. .....	42
<b>Figura 3.7</b> - Equipamento de expansão mais comuns: (a) TXV controlada internamente, (b) TXV controlada externamente, (c) orifício calibrado [37]. .....	43
<b>Figura 3.8</b> - Circuito típico de ar condicionado num veículo de combustão interna [3]. .....	45
<b>Figura 3.9</b> - Sistema de climatização desenvolvido para o Mitsubishi i-MiEV [3]. ....	47
<b>Figura 3.10</b> - Condução de ventilação utilizada no Nissan Leaf [47]. .....	48
<b>Figura 3.11</b> - Sistema de climatização de bomba de calor da Mitsubishi [3]. .....	50
<b>Figura 3.12</b> - Circuito para o arrefecimento no BMW i3 (com arrefecimento da bateria) (adaptado de [49]). .....	51
<b>Figura 3.13</b> - Circuito para o aquecimento no BMW i3, com o circuito de fluido frigorigéneo auxiliar (adaptado de [49]). .....	51
<b>Figura 3.14</b> - Sistema de bomba de calor com aproveitamento de calor no Hyundai Kauai EV [50]. .....	52
<b>Figura 4.1</b> – Veeco RT. ....	57

<b>Figura 4.2</b> – Modelo completo Veeco RT em SolidWorks.....	58
<b>Figura 4.3</b> – Interior do Veeco RT. ....	59
<b>Figura 4.4</b> – Representação de uma malha ortogonal numa geometria não ortogonal [57]. .....	62
<b>Figura 4.5</b> – Representação da transformação da malha em coordenadas curvilíneas [57]. .....	63
<b>Figura 4.6</b> – Representação da transformação da malha em coordenadas curvilíneas com geração de células enviesadas (esquerda) e uma malha estruturadas em blocos do tipo O (direita) [57].....	63
<b>Figura 4.7</b> – Processo de criação de uma malha não-estruturada [57]. ....	64
<b>Figura 4.8</b> – Comparação entre as várias geometrias dos elementos das malhas faladas anteriormente (adaptado de [57]). ....	65
<b>Figura 4.9</b> - Exemplo de uma malha híbrida [57]. ....	65
<b>Figura 4.10</b> – Demonstração do volume envolvente da placa em estudo. ....	67
<b>Figura 4.11</b> – Edição dos parâmetros da superfície de entrada no ANSYS Fluent.....	68
<b>Figura 4.12</b> – Parâmetros de radiação definidos no ANSYS Fluent. ....	69
<b>Figura 4.13</b> – Resultados obtidos no ANSYS para a placa branca. ....	70
<b>Figura 4.14</b> – Resultados obtidos no ANSYS para a placa preta. ....	70
<b>Figura 4.15</b> - Modelo simplificado utilizado nos estudos numéricos- a (esquerda), com detalhe do corte dos bancos – b (direita). ....	72
<b>Figura 4.16</b> – Qualidade ortogonal (esquerda) e assimetria da malha (direita) da malha gerada.....	74
<b>Figura 4.17</b> – Dados inseridos na Calculadora Solar do ANSYS. ....	79
<b>Figura 4.18</b> – Valores obtidos de radiação utilizados para as simulações (obtidos através da Calculadora Solar). ....	79
<b>Figura 4.19</b> – Função definida para a condutividade térmica. ....	80
<b>Figura 4.20</b> – Condição de fronteira da porta do condutor – Menu Thermal.....	83
<b>Figura 4.21</b> – Condição de fronteira da porta do condutor – Menu Radiation.....	83
<b>Figura 4.22</b> – Representação das saídas do ar condicionado no modelo criado.....	87
<b>Figura 4.23</b> – Variação da radiação solar ao longo das horas. ....	88

<b>Figura 4.24</b> – Modelo com as saídas de ar adicionais. ....	90
<b>Figura 5.1</b> – Valores de Y+ para o caso de estudo 1. ....	92
<b>Figura 5.2</b> – Valores residuais da simulação realizada para o caso de estudo 1. ....	92
<b>Figura 5.3</b> – Relatório do balanço do fluxo energético para a simulação do caso de estudo 1. ....	93
<b>Figura 5.4</b> – Temperatura no plano central no interior do habitáculo para o caso de estudo 1. ....	94
<b>Figura 5.5</b> – Temperatura das superfícies no caso de estudo 1. ....	95
<b>Figura 5.6</b> – Relação entre velocidade do ar exterior e temperatura no interior do habitáculo. ....	98
<b>Figura 5.7</b> – Variação da temperatura média no interior do veículo, com o sistema AC ligado, ao longo do tempo simulado (120 km/h).....	99
<b>Figura 5.8</b> – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado e 17% renovação de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h). ....	101
<b>Figura 5.9</b> – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado e 40% renovação de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h). ....	101
<b>Figura 5.10</b> – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado, 17% renovação de ar e 4 saídas de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h). ....	102
<b>Figura 5.11</b> – Distribuição da temperatura no interior do habitáculo, no plano central do banco do condutor, com a utilização de 4 saídas de ar refrigerado, passados 15 min..	103
<b>Figura 5.12</b> – Distribuição da temperatura no interior do habitáculo, no plano central do banco do condutor, com a utilização de 6 saídas de ar refrigerado, passados 15 min..	104
<b>Figura 5.13</b> – Distribuição dos componentes constituintes do sistema motriz no Veeco RT. ....	107

**Página propositadamente deixada em branco**

## Índice de Tabelas

<b>Tabela 2.1</b> – Resultados experimentais do questionário de definição do termo conforto. .....	6
<b>Tabela 2.2</b> - Escala de sensação térmica da ASHRAE (adaptado de [5]). .....	9
<b>Tabela 2.3</b> - Valores necessários para um ambiente térmico aceitável para o conforto geral (adaptado de [7])......	12
<b>Tabela 2.4</b> - Fatores que influenciam o conforto térmico no interior de um veículo. ...	13
<b>Tabela 2.5</b> - Relação entre temperatura e humidade relativa do ar interior em função da temperatura do ar exterior de um veículo (adaptado de [12]). .....	14
<b>Tabela 2.6</b> - Valor do termo A dependendo da velocidade do ar. ....	20
<b>Tabela 2.7</b> - Relação entre nível de atividade e vestuário e estado fisiológico de neutralidade (adaptado de [16])......	23
<b>Tabela 2.8</b> - Relação entre SET e níveis e sensação térmica (adaptado de [16]). .....	23
<b>Tabela 2.9</b> - Relação entre os fatores influentes e a temperatura equivalente (adaptado de [31]). .....	27
<b>Tabela 3.1</b> - Características entre os tipos de compressores mais utilizados em sistemas de ar condicionado em veículos (adaptado de [37])......	38
<b>Tabela 3.2</b> – Principais vantagens e desvantagens dos tipos de compressores mais utilizados em veículos, e a sua posição no mercado (adaptado de [37]). .....	39
<b>Tabela 4.1</b> – Área das secções retirados do modelo de SolidWorks. ....	59
<b>Tabela 4.2</b> – Resultados obtidos analiticamente para as placas branca e preta. ....	70
<b>Tabela 4.3</b> – Comparação entre os valores reais e os valores do modelo simplificado. ....	72
<b>Tabela 4.4</b> – Propriedades dos materiais constituintes do habitáculo do veículo.....	76
<b>Tabela 4.5</b> – Propriedades das superfícies envolventes do habitáculo .....	82
<b>Tabela 4.6</b> – Valores do coeficiente global de transmissão de calor (U) [W/m <sup>2</sup> .K] de acordo com a velocidade do ar. ....	85
<b>Tabela 5.1</b> – Medições de temperatura das superfícies de um veículo estacionado ao sol. .....	96
<b>Tabela 5.2</b> – Temperatura média no interior do habitáculo para $v_{ar}$ 50 km/h e 120 km/h .....	97

<b>Tabela 5.3</b> – Temperatura média no interior do veículo, com o sistema AC ligado, no final do tempo simulado para 7 km/h e 50 km/h .....	99
<b>Tabela 5.4</b> – Cargas térmicas do habitáculo. ....	106
<b>Tabela 5.5</b> – Principais características do sistema dimensionado. ....	109

# 1. Introdução

## 1.1. Motivação

Numa época caracterizada pela crescente preocupação de sustentabilidade ambiental, e uma necessidade máxima histórica de reduzir os Gases de Efeito de Estufa (GEE), procuram-se soluções a estes problemas em todos os setores. Relativamente ao setor automóvel, na última década observou-se uma rápida evolução na tecnologia dos veículos elétricos, representante de uma mudança de paradigma na indústria automóvel, impulsionado por esta crescente necessidade de soluções para meios de transportes mais sustentáveis. Em particular, foram os pequenos veículos elétricos que ganharam mais atenção, devido ao seu potencial para enfrentar os desafios da mobilidade urbana, reduzir o impacto ambiental e promover a eficiência energética. Assim como os veículos de combustão interna, no centro dos EV está o sistema de ar condicionado, um componente crucial, responsável pela gestão térmica do interior do veículo, com um impacto direto no seu desempenho global.

Uma grande adversidade, que ainda hoje condiciona imensamente a transição mais ampla para os veículos elétricos, é a sua autonomia. Com a tecnologia de hoje, os EV ainda não conseguem fazer frente aos ICE, não só na sua autonomia, mas como nos tempos de carregamento versus tempos de abastecimento. Assim sendo, é necessário que um EV seja o mais eficiente possível em todos os aspetos, principalmente, no sistema de ar condicionado. Contudo, esta procura por um sistema mais eficiente, tem de ser satisfeita por um sistema que não faça grandes compromissos naquilo que é o conforto térmico dos ocupantes.

## 1.2. Objetivos

No âmbito da melhoria da eficiência energética dos veículos elétricos, o presente estudo tem como objetivo realizar uma análise térmica ao habitáculo de um EV, mais especificamente o Veeco RT, através de uma ferramenta de CFD, de modo a ser possível determinar quais as suas cargas térmicas e estudar o sistema a implementar no mesmo. Uma vez que um dos grandes problemas dos EV é a sua autonomia, procurou-se, neste trabalho,

entender o conceito de conforto térmico e como este é avaliado de maneira a conseguir-se dimensionar um sistema à medida para o modelo em estudo, que se adeque ao carácter desportivo do veículo, diminuindo ou eliminando eventuais impactos negativos provenientes do sistema. Para isto, também será necessário perceber o funcionamento dos sistemas de AVAC nos veículos, e como se conseguiu moldar estes sistemas às novas tecnologias automóveis que deram origem aos veículos híbridos e aos EV. Assim, este estudo, visa descobrir as condições extremas que poderão ser atingidas num habitáculo automóvel, e como estas podem a vir ser influenciadas por parâmetros, tais como velocidade de deslocação do veículo, velocidade do ar insuflado, aumento do número de pontos de insuflação e abertura de janelas. Uma vez que o estudo será realizado sobre um veículo existente, tentará ao máximo evitar a implementação de medidas que resultem em alterações significativas no processo de fabrico do veículo.

### **1.3. Estrutura do documento**

O presente documento encontra-se dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo, Introdução, apresenta-se a motivação, onde se faz o enquadramento da temática da dissertação na situação do mundo real; e os objetivos, focando-se no que se pretende alcançar com a realização deste trabalho.

No segundo capítulo, Conforto Térmico, estuda-se o desenvolvimento do conceito de conforto térmico ao longo dos anos. Levando em consideração o facto de conforto ser uma perceção muito pessoal, e irá variar de pessoa para pessoa, este capítulo aborda as diferentes práticas e tecnologias postas em vigor ao longo dos anos, desde há um século, até à atualidade e aquilo que é conhecido como sendo as técnicas mais aceitáveis de prever as condições que garantem o conforto da maior quantidade de indivíduos. Por fim, será feita uma comparação entre aquilo que é considerado conforto térmico num edifício e num veículo.

No terceiro capítulo, Estado de Arte, apresenta-se as tecnologias e sistemas concebidos ao longo dos anos para a criação dos sistemas de ar condicionado nos veículos. Explora-se a evolução dos seus componentes, e a adaptação dos mesmo às novas tecnologias aplicadas nos veículos, e os gases que foram criados para substituir aqueles que foram proibidos no Protocolo de Kyoto e no Protocolo de Montreal.

No quarto capítulo, Metodologia, são apresentados os métodos utilizados para os cálculos dos casos de estudo. Inicialmente, é feita uma introdução do programa ANSYS, que será utilizado para a realização das simulações, explicando o porquê do mesmo, e uma validação do mesmo para os cálculos que se pretendem realizar. É feita uma breve introdução sobre CFD, e a criação das malhas utilizadas para o mesmo. Posteriormente, são apresentados os casos de estudo a analisar, procurando ao máximo indicar os parâmetros introduzidos no programa.

No quinto capítulo, Resultados, apresenta-se os resultados obtidos em cada caso de estudo, procurando validá-los através de outros modelos ou medições experimentais. Com os dados retirados de cada caso de estudo, prevê-se qual será o cenário ideal a aplicar no modelo de mundo real, para maximizar a eficiência o sistema.

Finalmente, no quinto capítulo, Conclusões, são apresentadas as conclusões retiradas através da análise dos resultados do capítulo anterior.

**Página propositadamente deixada em branco**

## 2. Conforto térmico

### 2.1. Introdução

Com o desenvolver da tecnologia automóvel, foram projetados e implementados novos sistemas de segurança, tanto passivos como ativos, de modo a proteger, os ocupantes do veículo em caso de um acidente, ou tentar evitar a ocorrência do mesmo, respetivamente. Neste aspeto, o conforto térmico é algo a não negligenciar, devido à sua influência no nível de concentração do condutor. O nível de conforto que um determinado veículo oferece, pode ser também um fator chave para que este se encontre numa posição vantajosa perante a restante competição do mercado. Contudo, as condições da envolvente necessárias para atingir o conforto térmico são influenciadas por uma variedade de condições físicas e psicológicas, que acabam por ser muito subjetivas e diferem de indivíduo para indivíduo, sendo influenciadas pela idade, peso, género, entre outros aspetos de cada pessoa.

Devido a esta natureza subjetiva, o termo “conforto”, num todo, pode ser interpretado de vários modos e, há mais de 50 anos, que tem provado ser um tema de grande complexidade. Assim, vários autores têm vindo a aperceber-se da impossibilidade de obter uma resposta definitiva e universal do que realmente significa o termo conforto. Em 1980, já tinham sido realizados estudos que procuravam obter resposta perante a definição de conforto. Nesse estudo, foram questionados vários indivíduos sobre a sua perceção do termo conforto, relativamente às suas habitações e local de trabalho. Como resultado, denotou-se uma ocorrência comum na associação do termo com o sossego, conveniência e bem-estar; ao contrário de segurança, familiaridade, luxo e estilo que foram respostas menos frequentes. Na Tabela 2.1 pode-se observar as diferentes respostas e a respetiva ocorrência deste questionário efetuado a 71 indivíduos, onde foi proposto que o conforto era composto pelas componentes de liberdade física de reclamações, sossego, eficiência e individualidade [1].

Em concordância com o estudo descrito anteriormente, um outro estudo realizado em 1982, concluiu que o termo conforto, já como referido previamente, não é um conceito universal, e que o mesmo não está associado à posse de bens materiais e tecnologia moderna [2]. Reforçando novamente a natureza psicológica da definição de conforto, as respostas deste questionário variaram para 37 conceitos diferentes, dos quais a personalização, liberdade de ação, espaço e calor foram os mais notórios.

*Tabela 2.1 – Resultados experimentais do questionário de definição do termo conforto (adaptado de [1]).*

<b>Categoria</b>	<b>Ocorrências</b>	<b>Porcentagem</b>
<b>Bem-estar</b>	17	23,9
<b>Atmosfera agradável</b>	13	18,3
<b>Relaxação e alívio</b>	9	12,7
<b>Sossego e comodidade</b>	9	12,7
<b>Livre de aborrecimento e distúrbios</b>	7	9,9
<b>Luxo e extras</b>	6	8,5
<b>Segurança</b>	4	5,6
<b>Liberdade e voluntariedade</b>	3	4,2
<b>Silêncio</b>	3	4,2
<b>Total</b>	71	100

Portanto, nos dois questionários referenciados anteriormente, e do total das diversas respostas obtidas pelos mesmos: atmosfera agradável, espaço e calor foram os que mostraram ser mais relevantes na definição do termo conforto. Com esta análise, percebe-se que o conforto térmico tem uma grande importância no que determinará o bem-estar de um indivíduo no local onde este se encontra. Porém, é necessário abordar um tema bastante complexo, cuja resposta obtida voltará a variar de indivíduo para indivíduo, sem haver uma condição universal: o que é o conforto térmico? Como se pode determinar conforto térmico? Quais os fatores que o influenciam?

Para começar, e de modo a ser possível responder à pergunta do que é o conforto térmico, é necessário ter um entendimento básico do funcionamento do corpo humano, mais especificamente nos seus mecanismos de regulação de temperatura. Estes mecanismos permitem que o ser humano consiga ter uma temperatura interna constante (aproximadamente 37 °C), apenas com pequenas flutuações (podendo variar entre os 36 °C e os 39 °C), independentemente da temperatura do meio envolvente. Este equilíbrio segue a primeira lei da termodinâmica, e é alcançado quando a produção de energia interna e as

perdas para o exterior se anulam. Este equilíbrio é denominado por termoneutralidade [3]. As reações químicas responsáveis pela produção de calor são denominadas por metabolismo. Este calor produzido é efeito das reações exotérmicas, resultante da conversão de alimentos e bebidas em energia, cuja importância vai para além da sua função termorreguladora, sendo vital à vida humana. Parte desta energia é, então, utilizada pelos órgãos do corpo humano. Esta taxa necessária para garantir o funcionamento dos mesmos é denominada como Taxa Metabólica Basal, na literatura inglesa, *Basal Metabolic Rate* (BMR), e o seu valor é, aproximadamente,  $43 \text{ W/m}^2$  em função da área do corpo humano, a fim de garantir o mínimo de requisitos para permanecer vivo [4].

Relativamente às perdas de calor para o exterior, este processo pode-se dar através da respiração ou através da superfície corporal. Quanto às perdas por respiração, estas irão ser dependentes da temperatura e quantidade de humidade no ar ambiente, assim como do nível de atividade do indivíduo. Durante este processo, o ar inalado irá estar a uma temperatura inferior à temperatura interna do corpo humano ( $37 \text{ }^\circ\text{C}$ , como foi referido anteriormente), e haverá transferência de calor por meios convectivos, assim como evaporativos. Logo, durante a realização de uma atividade mais intensa, que causará o aumento da frequência respiratória da pessoa, irá também aumentar as perdas associadas à respiração, e diminuir as mesmas caso a pessoa se encontre num estado de relaxação que reduza a sua frequência respiratória. A perda de calor através da superfície corporal já se torna um pouco mais significativa, pois esta conta com perdas através da convecção, radiação, condução e perdas latentes. As perdas por convecção dependem da velocidade do ar,  $v_{ar}$ ; e da diferença de temperatura entre as superfícies corporais do indivíduo; estejam estas cobertas por roupa ou não, e da temperatura ambiente,  $T_a$ . No caso das superfícies cobertas por roupa, é a temperatura média da mesma que irá entrar nos cálculos de perdas,  $t_{cl}$ . A transferência de calor por radiação, assim como as perdas por convecção, irá depender do isolamento oferecido pelo vestuário utilizado pelo indivíduo,  $I_{cl}$ , sendo estas perdas determinadas também em função da temperatura média da pele,  $t_{sk}$ . O cálculo das perdas por radiação, são realizados através da diferença da temperatura da superfície coberta por roupa e a temperatura radiante média,  $\bar{t}_r$ . A  $\bar{t}_r$  é definida pela temperatura uniforme de um corpo negro imaginário, que rodeia o ocupante de modo que as perdas do mesmo, por radiação, sejam iguais às do caso real. Quanto às perdas por condução, estas podem ser negligenciadas devido à sua ocorrência diminuta, uma vez que estas contam apenas quando ocorre contacto

direto entre o indivíduo e uma superfície externa. Por fim, tem-se as perdas por transpiração. Neste último caso, o calor transferido depende da superfície corporal do indivíduo, ou seja, do seu tamanho, assim como a resistência evaporativa do vestuário,  $R_{e,T}$ ; da umidade específica da pele,  $\omega$ ; e a diferença da pressão de vapor de água entre o ambiente e a camada líquida fina que cobre toda a superfície corporal.

Com o conhecimento dos termos descritos anteriormente, e aplicando a primeira lei da termodinâmica, o equilíbrio térmico do corpo humano pode ser calculado através da equação 2.1[4]:

$$S = (M - W) - (C_{res} + E_{res} + C + R + E + K) \quad 2.1$$

Onde:

$S$  – Equilíbrio térmico do corpo humano [ $W/m^2$ ];

$M$  – Taxa metabólica [ $W/m^2$ ];

$W$  – Calor metabólico convertido em potência mecânica [ $W/m^2$ ];

$C_{res}$  – Perdas convectivas por respiração [ $W/m^2$ ];

$E_{res}$  – Perdas evaporativas por respiração [ $W/m^2$ ];

$C$  – Perdas convectivas pela superfície corporal [ $W/m^2$ ];

$R$  – Perdas radiativas pela superfície corporal [ $W/m^2$ ];

$E$  – Perdas evaporativas pela superfície corporal (suor) [ $W/m^2$ ];

$K$  – Perdas condutivas pela superfície corporal [ $W/m^2$ ].

## 2.2. Métodos de avaliação de conforto

Uma vez abordado o termo conforto e a sua definição, percebe-se que o mesmo é subjetivo e varia de pessoa para pessoa, sem uma resposta universalmente única. Porém, um espaço climatizado raramente é ocupado apenas por um indivíduo, havendo necessidade de se contabilizar com o nível de conforto térmico de todos os ocupantes do espaço, garantindo que se mantenha as condições para a satisfação dos mesmos. Como resposta a este problema,

durante as décadas de 60 e 70, Povl Ole Fanger criou uma equação capaz de determinar a percepção de conforto térmico de um grande grupo de indivíduos que estejam expostos às mesmas condições climáticas. Este índice, é denominado de Voto Médio Previsível (PMV, na literatura inglesa *Predicted Mean Vote*). Para tal, Fanger realizou um número de testes experimentais, onde vários participantes estavam vestidos com peças de vestuário normalizadas e eram expostos a diferentes situações climáticas. De seguida, era anotado a sensação térmica de cada uma das pessoas nas diferentes situações através da escala simétrica de 7 (sete) pontos da Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE , na literatura inglesa *American Society of Heating, Refrigerarion and Air-Conditioning Engineers*), que varia de -3 (muito frio) a +3 (muito quente) sendo o zero a neutralidade térmica do indivíduo [5]. Esta escala pode ser consultada na Tabela 2.2.

**Tabela 2.2** - Escala de sensação térmica da ASHRAE (adaptado de [5]).

<b>Voto</b>	<b>Sensação térmica</b>
<b>+3</b>	Muito quente
<b>+2</b>	Quente
<b>+1</b>	Ligeiramente quente
<b>0</b>	Neutro
<b>-1</b>	Ligeiramente frio
<b>-2</b>	Frio
<b>-3</b>	Muito frio

Com estas medições, Fanger conseguiu desenvolver uma equação capaz de prever o valor médio de sensação térmica, obtido quando um grupo de pessoas estão expostas às mesmas condições climáticas de um espaço. Esta equação pode ser consultada na norma ISSO 7730 de 2005 e é a equação 2.2 [6]:

$$\begin{aligned}
PMV = & (0,303 \cdot e^{-0,036 \cdot M} + 0,028) \\
& \cdot [(M - WK) - 3,05 \cdot 10^{-3} \\
& \cdot \{5733 - 6,99 \cdot (M - WK) - p_a\} - 0,42 \\
& \cdot \{(M - WK) - 58,15\} - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\
& - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \\
& \cdot \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} - f_{cl} \cdot h_c \cdot (t_{cl} - t_a)]
\end{aligned} \tag{2.2}$$

Sendo a temperatura média do vestuário,  $t_{cl}$ , determinada por:

$$\begin{aligned}
t_{cl} = & 35,7 - 0,028 \cdot (M - WK) - I_{cl} \\
& \cdot [3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot \{(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4\} + f_{cl} \\
& \cdot h_c \cdot (t_{cl} - T_a)]
\end{aligned} \tag{2.3}$$

O coeficiente de transmissão de calor por convecção,  $h_c$ , é:

$$h_c = \begin{cases} 2,38 \cdot |t_{cl} - T_a|^{0,25} & \text{se } 2,38 \cdot |t_{cl} - T_a|^{0,25} > 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \\ 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} & \text{se } 2,38 \cdot |t_{cl} - T_a|^{0,25} < 12,1 \cdot \sqrt{v_{ar}} \end{cases} \tag{2.4}$$

E o fator de área de superfície do vestuário,  $f_{cl}$ , é:

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1,29 \cdot I_{cl} & \text{se } I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \\ 1,05 + 0,645 \cdot I_{cl} & \text{se } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W} \end{cases} \tag{2.5}$$

Onde temos das equações anteriores:

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

$WK$  – Calor metabólico convertido em trabalho mecânico [ $\text{W/m}^2$ ];

$p_a$  – Pressão parcial de vapor de água [Pa];

$T_a$  – Temperatura do ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$f_{cl}$  – Fator de área de superfície do vestuário;

$h_c$  – Coeficiente de transmissão de calor por convecção [ $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ];

$t_{cl}$  – Temperatura média do vestuário [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$I_{cl}$  – Isolamento do vestuário [ $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ];

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

$v_{ar}$  – Velocidade (relativa) do ar [m/s].

Através do método PMV, é possível calcular o valor médio estimado da sensação térmica de um grupo de pessoas. Considerando o valor do PMV 0 (zero) e trabalhando nas equações ao contrário, permite também demarcar o conjunto de condições climáticas, vestuário utilizado e atividades realizadas para que se alcance a neutralidade térmica. Porém, este índice trata do grupo como apenas uma unidade, ou seja, apenas fornece o valor médio de todas as pessoas, sem tratar das mesmas individualmente. Isto pode levar a que no geral o conforto térmico seja atingido só para algumas pessoas, enquanto outras permanecem em desconforto. Então, para descobrir quantas pessoas do grupo de estudo estão fora do regime de conforto térmico, Fanger estabeleceu outro índice com esse mesmo propósito. O índice da Percentagem Previsível de Insatisfeitos (PPD, na literatura inglesa *Predicted Percentage of Dissatisfied*), é calculado em função do modelo PMV. Determinou-se que uma pessoa insatisfeita é qualquer uma que apresente a seguinte escala da Tabela 2.2: -3, -2, +2 ou +3. Deste modo, e com o valor do PMV determinado, pode-se calcular o valor de PPD através da equação 2.6:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2} \quad 2.6$$

Criando um gráfico com o valor PPD em função do PMV, apresentado na Figura 2.1, observa-se a evolução da percentagem de insatisfeitos para os diferentes valores de voto médio. Deste modo, verifica-se uma percentagem de 5% de insatisfeitos para quando o PMV é igual a 0 (zero), 76,8% quanto PMV é igual a -2 ou +2, e 99,1% quanto o PMV é igual a -3 ou +3.

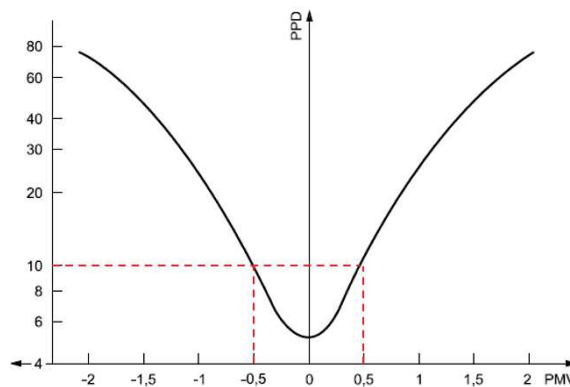


Figura 2.1 – Valor de PPD (em percentagem) em função do PMV [6].

De acordo com estes índices desenvolvidos por Fanger, o manual da ASHRAE 55 de 2017 estabeleceu como sendo um ambiente térmico aceitável para o conforto geral aqueles que apresentam uma percentagem de insatisfeitos inferior a 10%, sendo este valor atingido no limite de PMV igual a -0,5 ou +0,5 (ver Tabela 2.3) [7].

*Tabela 2.3 - Valores necessários para um ambiente térmico aceitável para o conforto geral (adaptado de [7]).*

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

Para além do PMV e PPD, existem outros índices tais como: índices de Missenard, índices de temperatura efetiva (ETI, na literatura inglesa *Effective Temperatura Indexes*); índice de *stress* por calor (HSI, na literatura inglesa *Heat Stress Index*); índice de *stress* térmico (TSI, na literatura inglesa, *Thermal Stress Index*); índice de Temperatura-humidade (ITU, na literatura inglesa *Temperature-moistness index*). Em 2007, estes índices, e outros métodos de avaliação de conforto térmico, foram mencionados num estudo, onde foi feita a comparação entre os mesmos [8]. O facto da criação e estudo destes outros índices ajuda a enfatizar a complexidade da definição de conforto térmico. Porém, estes não serão explorados em maior detalhe neste trabalho, pois desde a finalização do desenvolvimento de todos estes índices, o PMV e o PPD permanecem os mais utilizados na definição base de conforto térmico, e considerados os mais relevantes.

### **2.3. Fatores que influenciam o conforto térmico**

Apesar do conforto térmico ser um conceito de subjetividade, as suas condições não são fixas, mas sim valores dentro de um intervalo, permitindo pequenas flutuações dos mesmos sem que os indivíduos tenham essa percepção. O facto deste conforto ser resultado de um conjunto de vários fatores, a alteração de um pode compensar a falta de outro. No caso da temperatura, os valores comuns para a satisfação da condição de conforto térmico, estão compreendidos entre os 21 °C e os 27 °C, dependo da humidade do ar. Visto que, quanto maior for a temperatura, maior é a capacidade do ar reter humidade, é possível que as temperaturas ultrapassem os 27 °C, caso a humidade seja baixa, sem colocar em causa o conforto do ocupante. Contudo, o intervalo das condições no interior de um veículo varia ligeiramente. Os sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) dos

veículos têm como objetivo manter as condições no seu interior entre os 23 °C e os 27 °C, com uma humidade relativa de 50% [9].

Porém, o conforto térmico não é determinado apenas pela temperatura e humidade do ar do espaço. Existem outros parâmetros que têm impacto no conforto, sendo estes distribuídos em fatores ambientais e individuais. Dentro dos fatores ambientais estão incluídos os parâmetros de temperatura do ar, velocidade do ar, temperatura radiante das superfícies e humidade relativa do ar. Características tais como idade, género, peso, condições de saúde, taxa metabólica, níveis de atividade e vestuário, são parâmetros incluídos nos fatores individuais. Dos fatores que podem ser controlados, apenas os ambientais são capazes de serem medidos. O nível de atividade e tipo de vestuário entrarão, então, nos fatores individuais, não mensuráveis, apresentados na Tabela 2.4 [10].

*Tabela 2.4 - Fatores que influenciam o conforto térmico no interior de um veículo.*

<b>Fatores individuais</b>	<b>Fatores mensuráveis</b>
Isolamento do vestuário	Temperatura do ar
	Velocidade do ar
Nível de atividade	Temperatura radiante das superfícies
	Humidade relativa do ar

Quando se fala de conforto térmico, a temperatura muitas vezes acaba por ser pré-concebida como sendo o fator responsável pelo mesmo. Mas como já foi referido anteriormente, e apresentado na Tabela 2.4, este não é o caso. Porém, isto não invalida o facto de a temperatura ser um fator bastante importante. No interior de um veículo, a temperatura do ar não é homogénea, devido às infiltrações existentes em localizações específicas, como portas e janelas, mas também devido ao próprio sistema instalado nos veículos. Contudo, há certos critérios a manter de modo que as variações de temperatura não levem ao desconforto térmico. No manual da ASHRAE 55 faz-se referência a estas variações, mais especificamente, à diferença de temperatura de ar vertical, entre o nível dos tornozelos e da cabeça. Para ocupantes sentados, esta temperatura não deverá exceder os 3 °C de diferença, mantendo a temperatura da superfície do chão entre os 19 °C e 29 °C [7].

A humidade relativa do ar, no manual da ASHRAE 55, está definida quanto à relação de vapor de água presente no ar e a quantidade de vapor de água que o ar, nas mesmas condições de temperatura e pressão, é capaz de reter [7]. Apesar de, nesta norma, não ser especificado nenhum limite para os valores de humidade relativa, estes devem permanecer entre os 30% e 70%. A razão para estes valores deve-se ao facto de, acima dos 70%, evaporação do suor reduz imensamente, causando aos ocupantes uma sensação de desconforto térmico. Por outro lado, quando este valor se torna inferior a 30%, poderá ocorrer irritação das membranas mucosas, secura da pele e olhos do ocupante [11]. O valor da humidade relativa do ar no interior de um espaço também será influenciado pela temperatura do ar exterior e interior, e pode-se verificar alguns casos diferentes tais como os indicados na Tabela 2.5.

*Tabela 2.5 - Relação entre temperatura e humidade relativa do ar interior em função da temperatura do ar exterior de um veículo (adaptado de [12]).*

Temperatura exterior [°C]	Inverno		Verão		
	≤ 20	20	25	30	32
Temperatura interior [°C]	22	22	23	25	26
Humidade relativa [%]	Mín.	35	-	-	-
	Máx.	70	70	65	60

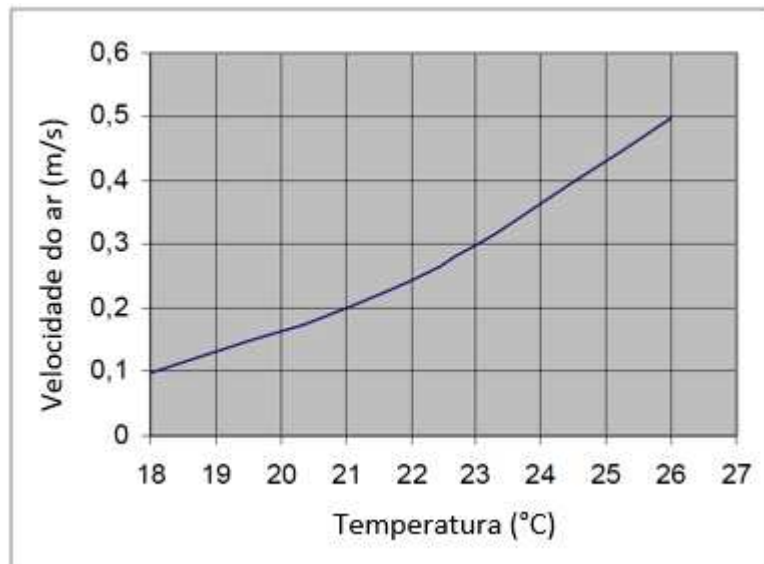
A temperatura radiante média, já explicada anteriormente no ponto 2.1, é referente à temperatura uniforme necessária para que uma envolvente negra imaginária provoque no ocupante as mesmas perdas de calor por radiação que a envolvente real onde este se encontra. Este fator é o mais complexo de calcular, sendo necessário ter conhecimento da temperatura e posição das superfícies em torno do passageiro, assim como as suas características construtivas [10]. Com esta informação, pode se calcular a temperatura radiante média através da equação 2.7.

$$\bar{t}_r = \frac{\sum_1^n (S_i \cdot t_{s,i})}{\sum_1^n S_i} \quad 2.7$$

Onde:

- $\bar{t}_r$  – Temperatura radiante média [°C];
- $S_i$  – Área da superfície [m<sup>2</sup>];
- $t_s$  – Temperatura da superfície [°C].

Por último, nos fatores mensuráveis, está a velocidade do ar. No interior de um veículo, há vários parâmetros que podem influenciar a velocidade do ar. Claramente, a abertura de uma janela quando o veículo está em movimento e o funcionamento do sistema de ar condicionado são os mais significativos. Ainda, a velocidade do ar interior também é influenciada pelas trocas de calor por convecção. Nos casos dos veículos, o escoamento de ar insuflado é o maior participante no aumento desta velocidade, pois, ao contrário do que se verifica em edifícios, as condutas são de menores dimensões, sendo necessário aumentar a velocidade do ar de modo a manter a quantidade de ar insuflado. Determinadas partes do corpo são mais sensíveis a esta percepção de velocidade, tais como os pés, pescoço e cabeça. Para veículos, o valor aceitável para a velocidade do ar deve estar compreendido entre os 0,1 m/s e os 0,4 m/s, podendo este valor ser tão maior quanto maior for a temperatura no interior do habitáculo. Esta relação pode ser verificada na Figura 2.2. Ainda, devido à convecção natural, o ar mais quente deve ser direcionado para a parte inferior do corpo do passageiro, enquanto o ar mais frio deve ser direcionado para a parte superior do corpo [12].



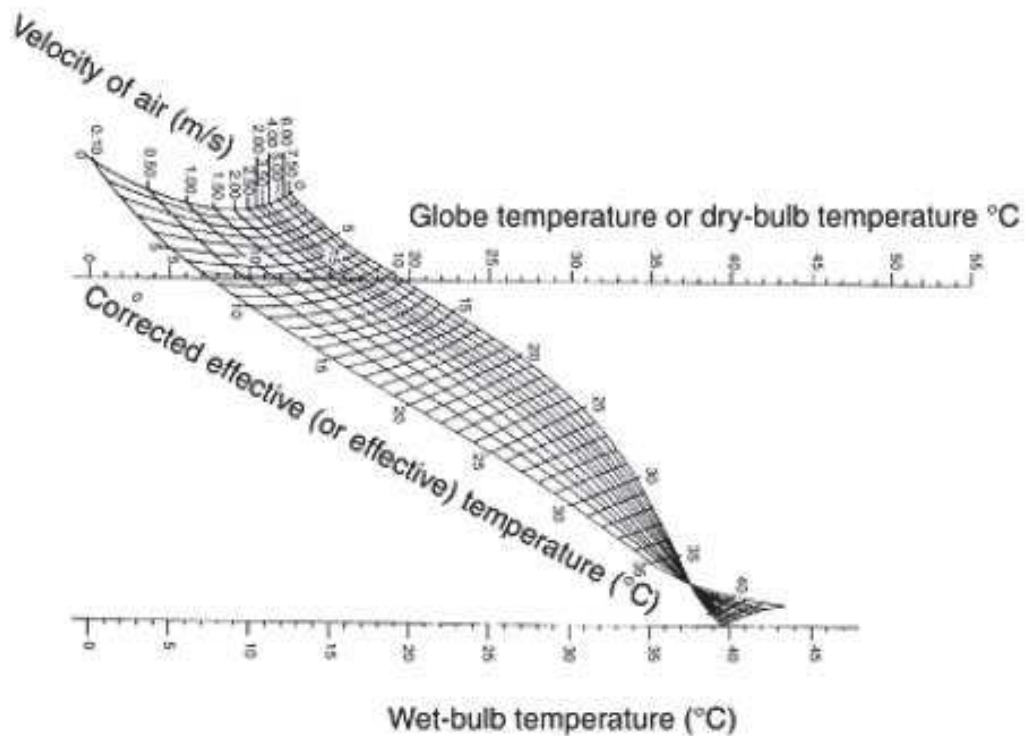
**Figura 2.2** - Relação entre velocidade de ar aceitável em função da temperatura no interior de um veículo (adaptado de [12]).

O nível de atividade e isolamento do vestuário são as duas componentes dos fatores individuais do conforto térmico. Para estes fatores, foram criadas duas unidades de medida para melhor otimizar e normalizar os valores de diferentes atividades e peças de vestuário. A unidade 1 met é equivalente a uma taxa metabólica de  $58,2 \text{ W/m}^2$ , e 1 clo indica uma peça de roupa com um isolamento térmico de  $0,155 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$ . Com isto, alguns valores são quantificados para atividades comuns, tais como: 0,7 met para um indivíduo que esteja a dormir; 1 met para posições sentadas sem muito movimento; 1,2 a 1,4 para atividades leves e 2 met ou mais para atividades mais intensas. O valor de clo aumenta com o número de peças vestidas e varia dependendo do material. O aumento deste valor irá reduzir as perdas térmicas do corpo do ocupante, levando ao conforto. Porém, quando este se torna muito elevado, pode gerar sobreaquecimento e desconforto térmico do indivíduo [11].

### 2.3.1. Temperatura efetiva

Uma vez estabelecidos os fatores que influenciam o conforto térmico, começou-se a procura por índices capazes de relacionar estes fatores entre si de modo a alcançar uma situação de conforto para os ocupantes. Um dos primeiros índices a ser desenvolvido foi o da temperatura efetiva (ET, na literatura inglesa *effective temperature*), publicado em 1923 pelos autores F. C. Houghten e C. P. Yaglou, no artigo “*Determination of the comfort zone*” na revista da *American Society of Heating and Ventilation Engineers* (ASHVE) [13]. A temperatura efetiva relaciona a temperatura de bolbo seco (temperatura com desdém da humidade do ar e radiação), humidade e velocidade do ar. Este estudo foi realizado através de uma série de experiências, onde várias pessoas eram sujeitas a determinadas condições climáticas numa sala, com controlo de temperatura e humidade. Após os indivíduos saírem desta sala, eram colocados noutra sala, com diferentes valores de temperatura e humidade. Estas condições eram de seguida alteradas até que os participantes sentissem, em ambas as salas, as mesmas condições de conforto. Temperatura efetiva de um ambiente é então definida pela temperatura que permite alcançar a mesma sensação de conforto, sendo a velocidade do ar igual a 0 (zero), humidade relativa 100% e assumindo que a temperatura do ar é igual à temperatura radiante média, ou seja, não há trocas de calor do ocupante para o meio envolvente. Com estes resultados, foram traçadas as designadas linhas de igual conforto, que posteriormente deram lugar à escala de temperatura efetiva [14], [15]. Esta

escala está dividida em duas, onde: uma é para valores de vestuário de 0,5 clo, representando pessoas despidas da cintura para cima (escala básica); e outra para pessoas totalmente vestidas, com um vestuário de 1 clo (escala normal). Esta última pode ser observada na Figura 2.3 [16].



*Figura 2.3 - Escala normal de temperatura efetiva [16].*

Através desta escala, e sabendo tanto as temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco do ambiente em estudo, traça-se uma reta a unir os respectivos valores de cada eixo. Esta reta irá, por sua vez, cruzar-se com a linha representante da velocidade do ar, permitindo descobrir a temperatura efetiva para o ambiente em causa, apresentada na perpendicular às linhas de velocidade.

### **2.3.2. Temperatura efetiva corrigida**

É de importância significativa notar que a escala apresentada na Figura 2.3 contabiliza com um fator adicional dos referidos no ponto 2.3.1. Como foi referido anteriormente, a temperatura efetiva relaciona a temperatura de bulbo seco, humidade relativa e velocidade do ar, excluindo os efeitos da radiação. Numa experiência realizada por H.M. Vernon e C.G. Warner em 1932, estes aqueceram uma sala durante um determinado

número de horas, antes desta ser ocupada por um indivíduo, verificando que a temperatura das superfícies da parede e chão não correspondiam à temperatura do ar. Esta diferença foi detetada por um equipamento de medição criado por um dos autores, chamado termómetro de globo, que consiste numa esfera de cobre oca, com 6 polegadas de diâmetro (cerca de 152 mm), pintada de preto, com um termómetro no seu centro. Este instrumento tinha sido projetado para contabilizar os ganhos e perdas de energia por radiação, sendo as medições de temperatura diferentes das medições da temperatura do ar. Após contínua verificação, foi concluído que as temperaturas medidas pelo instrumento criado, representavam as temperaturas que afetavam o ocupante do seu estudo. Deste modo, estas medições passaram a ser consideradas como temperatura corrigida de bolbo seco, sendo designada como a temperatura efetiva corrigida (CET, na literatura inglesa *Corrected Effective Temperature*) [17].

### 2.3.3. Temperatura de globo de bolbo húmido

Para a avaliação de ambientes térmicos mais severos, foi desenvolvido o índice de temperatura de globo de bolbo húmido (WBGT, na literatura inglesa *Wet Bulb Globe Temperature*). Este índice foi desenvolvido em 1957, por C.P. Yaglou e D. Minard, em parceria com a Marinha dos Estados Unidos da América, com o objetivo de prevenir vítimas de hipertermia durante os períodos de treinos militar [18]. O WBGT depende dos fatores de temperatura de bolbo seco, temperatura de bolbo húmido e radiação. A temperatura de bolbo seco é medida através de um termómetro normal, colocado à sombra, que mede a temperatura do ar. A temperatura de bolbo húmido é medida através de um termómetro normal, com um pavio húmido à volta do bolbo. A influência da radiação é tomada em consideração através do termómetro de globo referido em 2.3.2. Consequentemente, este índice permite a obtenção de valores de avaliação para condições exteriores sujeitos à radiação e condições interiores e exteriores que não estão sujeitos a radiação solar. As equações para o cálculo das mesmas são, respetivamente, as seguintes equações 2.8 e 2.9:

$$WBGT = 0,7 \cdot T_W + 0,2 \cdot T_G + 0,1 \cdot T_D \quad 2.8$$

$$WBGT = 0,7 \cdot T_W + 0,3 \cdot T_G \quad 2.9$$

Onde:

$T_W$  – Temperatura de bolbo húmido [°C];

$T_G$  – Temperatura de globo [°C];

$T_D$  – Temperatura de bolbo seco [°C].

Através dos valores obtidos por este índice, era dado um aviso para os oficiais da base para reduzir a intensidade ou cancelar por completo os treinos, quando as condições são mais adversas [19].

Devido ao facto o WBGT ter sido desenvolvido com a marinha norte americana, este índice considerava fatores como a refletividade e isolamento dos uniformes utilizados pelos militares. Porém, com a evolução e adoção deste índice para diversas utilidades, o mesmo foi adaptado para condições fora daquelas do exército. Assim, foi desenvolvido o conceito da temperatura efetiva de globo de bolbo húmido ( $WBGT_{eff}$ , na literatura inglesa *effective wet bulb globe Temperature*), com o ajuste dos valores para o vestuário comum. Este tomou em conta um valor de isolamento de 0,6 clo e um índice de impermeabilidade de 0,38 [20].

#### 2.3.4. Temperatura operativa ( $t_o$ )

Para a temperatura operativa ( $t_o$ , do inglês *operative temperature*), é combinada a temperatura radiante média e a temperatura de bolbo seco do ar. À semelhança do que foi referido anteriormente para a temperatura radiante média, este índice é determinado pela temperatura uniforme de um corpo negro imaginário, que envolve o ocupante, de modo a que, tanto as trocas de calor por radiação como por convecção, correspondam àquelas do ambiente real [6] [21]. Assim sendo, este valor pode ser calculado através da equação 2.10:

$$t_o = \frac{h_c \cdot T_a + h_r \cdot \bar{t}_r}{h_c + h_r} \quad 2.10$$

Onde:

$t_o$  – Temperatura operativa [°C];

$h_c$  – Coeficiente de transmissão de calor por convecção [W/m<sup>2</sup>.K];

$T_a$  – Temperatura ambiente [°C];

$h_r$  – Coeficiente de transmissão de calor por radiação [W/m<sup>2</sup>.K];

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

Adicionalmente, os coeficientes de transmissão de calor são influenciados pela velocidade do ar, no sentido de quanto maior for a velocidade maior será o valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção, conduzindo a que o coeficiente de transmissão de calor por radiação possa ser negligenciado. Deste modo, é possível isolar os coeficientes de transmissão de calor num só termo que pode ser calculado individualmente do resto da equação de acordo com os valores da velocidade do ar, seguindo as equações 2.11, 2.12 e 2.13.

$$t_o = T_a + (1 - A)(\bar{t}_r - T_a) \quad 2.11$$

Sendo A:

$$A = \frac{h_c}{h_c + h_r} \quad 2.12$$

Nas situações onde se sabe a velocidade do ar não é necessário realizar o cálculo do A através dos valores dos coeficientes de transmissão de calor, pois estes podem ser mais difíceis de obter. Consequentemente, os valores de A para diferentes velocidades do ar podem ser consultados na Tabela 2.6 [22].

*Tabela 2.6 - Valor do termo A dependendo da velocidade do ar (adaptado de [22]).*

<b>Vel. do ar (<math>v_{ar}</math>)</b> <b>[m/s]</b>	<b>A</b>
< 0,2	0,5
0,2 a 0,6	0,6
0,6 a 1	0,7

Ou então:

$$A = 0,73 \cdot (v_{ar})^2 \quad 2.13$$

No entanto, a temperatura operativa da maioria dos ambientes reais pode ser calculada através de uma equação simplificada. Quando as condições ambientais apresentam

uma velocidade inferior a 0,2 m/s e a diferença entre a temperatura radiante média e a temperatura do ar não ultrapassa os 4 °C, então a temperatura operativa é calculada através da equação 2.14 [19,20]:

$$t_o = \frac{T_a + \bar{t}_r}{2} \quad 2.14$$

### 2.3.5. Nova temperatura efetiva (ET\*)

Em 1971, A.P. Gagge e outros autores da ASHRAE, apresentaram uma nova temperatura efetiva (ET\*, na literatura inglesa *new effective Temperature*) [23]. Este índice baseia-se, também, na obtenção de uma temperatura para um ambiente previamente estabelecido que é capaz de replicar a sensação de conforto experienciada no ambiente real. Para a ET\*, o ambiente é caracterizado por uma humidade relativa de 50%, com velocidade do ar menor que 0,15 m/s, temperatura do ar igual à temperatura radiante, com o indivíduo em atividades sedentárias, exposto a este ambiente com uma duração de 1 hora. Este índice de conforto veio, também, corrigir um erro que demonstrou ter um impacto nas respostas do primeiro estudo da ET em 1923. Nos testes efetuados por F.C. Houghten e C.P. Yaglou, os sujeitos eram movidos entre duas salas com valores de temperatura e humidade diferentes, dando a sua opinião imediata [16]. Como mais tarde foi provado por A.P. Gagge, em 1967, esta mudança rápida não contabilizou com as perdas evaporativas através do suor, o que limita o aumento de temperatura da pele, criando uma sensação inicial de frieza. Consequentemente, isto acaba por causar uma sensação abrupta de calor, resultando num desconforto. Assim sendo, para a ET\* parte do princípio que os indivíduos teriam as mesmas condições de humidade da pele ( $\omega$ ), temperatura média da pele ( $t_{sk}$ ) e perdas de térmicas na pele ( $H_{sk}$ ) [24]. O valor deste índice pode ser calculado através da seguinte equação 2.15 [25]:

$$ET^* = t_o + \omega \cdot i_m \cdot LR \cdot (p_{v,a} - 0,5 \cdot p_{ET^*,s}) \quad 2.15$$

Onde:

$ET^*$  – Nova temperatura efetiva [°C];

$t_o$  – Temperatura operativa [°C];

$\omega$  – Humidade da pele;

$i_m$  – Índice de impermeabilidade;

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

$p_{v,a}$  – Pressão de vapor de água [Pa];

$p_{ET^*,s}$  – Pressão de saturação para  $ET^*$  [Pa].

### 2.3.6. Temperatura efetiva padrão

A temperatura efetiva padrão (SET, na literatura inglesa *standard effective temperature*), foi sugerida em 1974 por A.P. Gagge, Y. Nishi e R. R. Gonzalez de modo a complementar o  $ET^*$  [26]. Estes são definidos de igual forma, por um ambiente isotérmico imaginário, onde  $T_a = \bar{t}_r$ , com 50% de humidade relativa, velocidade do ar inferior a 0,15 m/s, onde um indivíduo se encontra com um vestuário a definir dependendo da atividade a ser praticada, tendo o mesmo  $\omega$ ,  $t_{sk}$  e  $H_{sk}$  que o ambiente real. Devido a esta similaridade, há literatura que se refere à temperatura efetiva padrão como  $SET^*$ , sendo este apenas uma extensão do  $ET^*$ . Porém, a SET difere da  $ET^*$  em níveis de vestuário e atividade quando estas não equivalem às descritas na  $ET^*$ . Para a definição da SET, foi necessário normalizar o nível de isolamento do vestuário a utilizar dependendo da taxa metabólica das diversas atividades. Este valor de isolamento pode ser calculado através da equação 2.16 [27]:

$$I_{cl} = \frac{1,33}{M - WK + 0,74} - 0,95 \quad 2.16$$

Onde:

$I_{cl}$  – Isolamento do vestuário [clo];

$M$  – Taxa metabólica [met];

$WK$  – Calor metabólico convertido em trabalho mecânico [met].

Seguindo a equação 2.16, os índices  $ET^*$  e SET são iguais para atividades sedentárias que necessitam de vestuário leve. Com esta relação, Y. Nishi e A. P. Gagge, determinaram as condições para o estado fisiológico de neutralidade, quando diversas atividades e vestuários são utilizados [28]. O mesmo pode ser verificado na Tabela 2.7.

**Tabela 2.7** - Relação entre nível de atividade e vestuário e estado fisiológico de neutralidade (adaptado de [16]).

Atividade (met)	Vestuário (clo)	Estado fisiológico de neutralidade	
		Temp. corporal média (°C)	Humidade da pele
0,8	0,7	36,26	0,06
1,1	0,6	36,35	0,07
2	0,5	36,56	0,14
2,9	0,4	36,71	0,21
3,8	0,3	36,88	0,28

**Tabela 2.8** - Relação entre SET e níveis e sensação térmica (adaptado de [16]).

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

Uma vez que o valor de SET é determinado para o ambiente em estudo, seguindo os valores apresentados na

Tabela 2.8, é possível verificar se ocorre satisfação das condições de conforto. De acordo com este índice, para esta condição se verificar, é necessário que a SET esteja compreendida entre os 22,2 °C e 25,6 °C, sendo neste intervalo que é alcançada a neutralidade térmica.

### 2.3.7. Temperatura equivalente ( $t_{eq}$ )

Com o objetivo de simular o comportamento térmico do corpo humano, A. F. Dufton, em 1929, desenvolveu um cilindro oco de cobre preto aquecido, colocando-o numa sala e controlando a sua temperatura de modo que o interior do cilindro se mantenha a, aproximadamente, 24 °C [29]. A esta temperatura obtida, Dufton denominou-a de temperatura equivalente ( $t_{eq}$ , na literatura inglesa *equivalent temperature*) [29]. Por definição, temperatura equivalente é a temperatura de uma envolvente imaginária homogénea, que apresenta uma temperatura radiante média igual à temperatura ambiente, com velocidade do ar igual a 0 (zero), onde o ocupante apresente as mesmas perdas térmicas por convecção e radiação que o ambiente em estudo [30]. A Figura 2.4 mostra um exemplo da temperatura equivalente de um ambiente não uniforme (à esquerda), onde há uma variação entre a  $T_a$  e a  $\bar{t}_r$ , com uma velocidade do ar igual a 0,2 m/s, e a adaptação deste mesmo ambiente num ambiente uniforme (à direita) com uma  $t_{eq}$  igual a 24 °C sem velocidade do ar.

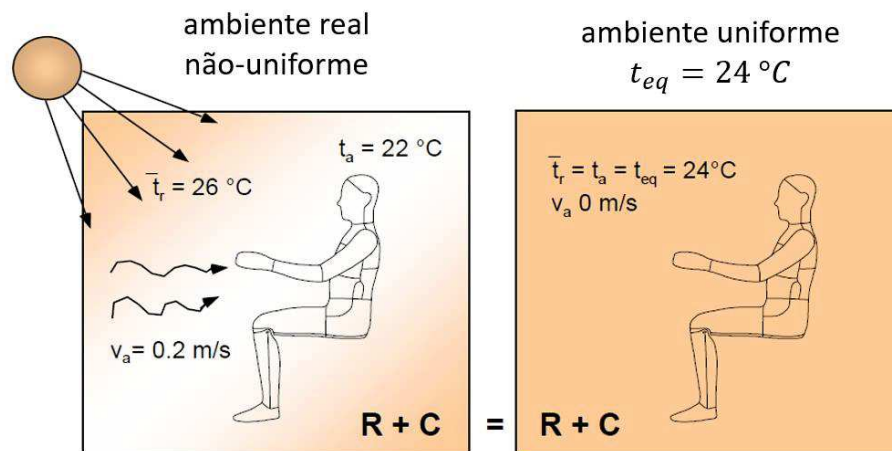


Figura 2.4 - Ilustração da definição de temperatura equivalente (adaptado de [31]).

Para o cálculo da  $t_{eq}$  é necessário estabelecer os valores para as trocas de calor por radiação e convecção (R e C, respetivamente). De modo que a soma destes dois termos seja igual em ambos os cenários, os valores dos coeficientes transmissão de calor por convecção e radiação deverão ser ajustados para a condição com velocidade do ar 0 (zero). Os cálculos de R e C seguem as equações 2.17 e 2.18 [30]:

$$R = h_r \cdot (t_{sk} - \bar{t}_r) \quad 2.17$$

$$C = h_c \cdot (t_{sk} - T_a) \quad 2.18$$

Onde:

R – Trocas de calor por radiação [ $W/m^2$ ];

C – Trocas de calor por convecção [ $W/m^2$ ];

$h_r$  – Coeficiente de transmissão de calor por radiação [ $W/m^2.K$ ];

$h_c$  – Coeficiente de transmissão de calor por convecção [ $W/m^2.K$ ];

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

$T_a$  – Temperatura ambiente [ $^{\circ}C$ ];

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

Uma vez que estes valores estejam calculados, a  $t_{eq}$  é calculada a partir da equação 2.19:

$$t_{eq} = t_s - \frac{R + C}{h_r + h_c} \quad 2.19$$

Onde:

$t_s$  – Temperatura da superfície [ $^{\circ}C$ ].

Foi só em 1936 que T. Bedford conduziu uma investigação a 12 fábricas onde se realizavam tarefas de atividade sedentária ou trabalho industrial leve [32]. Os resultados deste estudo permitiram que se desenvolvesse uma equação para o cálculo da  $t_{eq}$  que considerasse, simultaneamente, os efeitos da temperatura ambiente, da temperatura radiante média e da velocidade do ar. Isto possibilitou a obtenção da  $t_{eq}$  através da equação 2.20:

$$t_{eq} = 0,522 \cdot t_a + 0,478 \cdot \bar{t}_r - 0,21 \cdot \sqrt{v_{ar}} \cdot (37,8 - t_a) \quad 2.20$$

Contudo, esta não foi a única alteração que a temperatura equivalente sofreu. Ao longo dos anos vários autores continuaram a desenvolver variações da  $t_{eq}$ , incluindo variações do seu nome para temperatura equivalente de sala de estar (ELT, do inglês *equivalent living-room temperature*) e temperatura equivalente homogênea (EHT, do inglês *equivalent homogeneous temperature*), porém sem alterar o conceito final [25]. Uma destas alterações foi sugerida por J. Madsen, em 1984, que contabilizava com os fatores anteriormente referidos de temperatura do ar, temperatura radiante média e velocidade do ar, ainda acrescentando o isolamento do vestuário e os regimes de velocidade do ar para valores superiores a 0,1 m/s, demonstrado nas equações 2.21 e 2.22 [31]:

$$t_{eq} = t_o = 0,5 \cdot (t_a + \bar{t}_r) \quad \text{se} \quad v_{ar} \leq 0,1 \text{ m/s} \quad 2.21$$

$$t_{eq} = 0,55 \cdot t_a + 0,45 \cdot \bar{t}_r + \frac{0,24 - 0,75 \cdot \sqrt{v_{ar}}}{1 + I_{cl}} \cdot (36,5 - t_a) \quad \text{se} \quad v_{ar} > 0,1 \text{ m/s} \quad 2.22$$

Onde:

$t_o$  – Temperatura operativa [°C];

$v_{ar}$  – Velocidade do ar [m/s]

$I_{cl}$  – Isolamento do vestuário [clo]

Através da Tabela 2.9 pode-se verificar como é que a alteração de cada um destes fatores irá influenciar a  $t_{eq}$  do ambiente.

Esta evolução contínua do índice temperatura equivalente fez com que o mesmo se tornasse mais versátil que outros índices de conforto térmico aqui referidos. A  $t_{eq}$  permite combinar os fatores influentes do ambiente com os fatores individuais. Ainda, sendo a temperatura equivalente uma quantidade puramente física, que integra de forma independente os efeitos das perdas de calor por convecção e radiação, esta não tem em consideração a percepção ou sensação humana ou outros aspetos subjetivos. Consequentemente, a  $t_{eq}$  pode ser separada em temperatura equivalente local, na literatura inglesa, *local equivalent temperature* ou *segmental equivalent temperature*; e temperatura equivalente global, na literatura inglesa, *whole body equivalent temperature*. A temperatura

equivalente local é definida por uma envolvente imaginária, com  $T_a = t_s$ ,  $v_{ar} = 0 \text{ m/s}$ , em que uma ou mais zonas seleccionadas de uma superfície aberta irão trocar o mesmo calor sensível, por radiação e convecção, que no ambiente real. Temperatura equivalente global é definida pela temperatura de uma envolvente imaginária, com  $T_a = t_s$ ,  $v_{ar} = 0 \text{ m/s}$ , onde um sensor aquecido, com a forma do corpo humano completo, irá trocar o mesmo calor sensível, por convecção e radiação, com o ambiente real não uniforme [30], [31]. Com isto, a  $t_{eq}$  tornou-se o índice mais indicado para a avaliação do conforto térmico em ambientes não uniformes, como é o caso das cabinas dos veículos.

*Tabela 2.9 - Relação entre os fatores influentes e a temperatura equivalente (adaptado de [31]).*

<b>Ação</b>	<b>Influência</b>
Aumento da velocidade do ar	Redução da $t_{eq}$
Redução da temperatura ambiente	Redução da $t_{eq}$
Redução da temperatura radiante média	Redução da $t_{eq}$
Redução da velocidade do ar	Aumento da $t_{eq}$
Aumento da temperatura ambiente	Aumento da $t_{eq}$
Aumento da temperatura radiante média	Aumento da $t_{eq}$

Em 1985, D. P. Wyon e C. Tennesdtedt criaram um manequim térmico, e mediram as perdas de calor totais do manequim para calcular a  $t_{eq}$ . Após a obtenção dessas medidas, foi calculada a  $t_{eq}$  para cada secção diferente do manequim, mapeando as temperaturas obtidas para cada local, assim como para a globalidade, ver Figura 2.5 [33]. No entanto, a condição de neutralidade térmica, representativa do conforto térmico, apenas é alcançada quando todos os locais tenham uma temperatura próxima da temperatura equivalente em simultâneo com a globalidade do corpo.

Analisando a Figura 2.5, verifica-se que há 17 zonas diferentes, com variação na  $t_{eq}$ , que influenciam o conforto térmico sentido por um ocupante de um veículo. O facto de existirem múltiplas zonas corporais com diferentes valores de  $t_{eq}$  causa um acréscimo na

dificuldade de obter um ambiente que consiga satisfazer todas as condições. No caso dos veículos, a complexidade aumenta ainda mais, devido às assimetrias e não uniformidades do interior de um habitáculo.

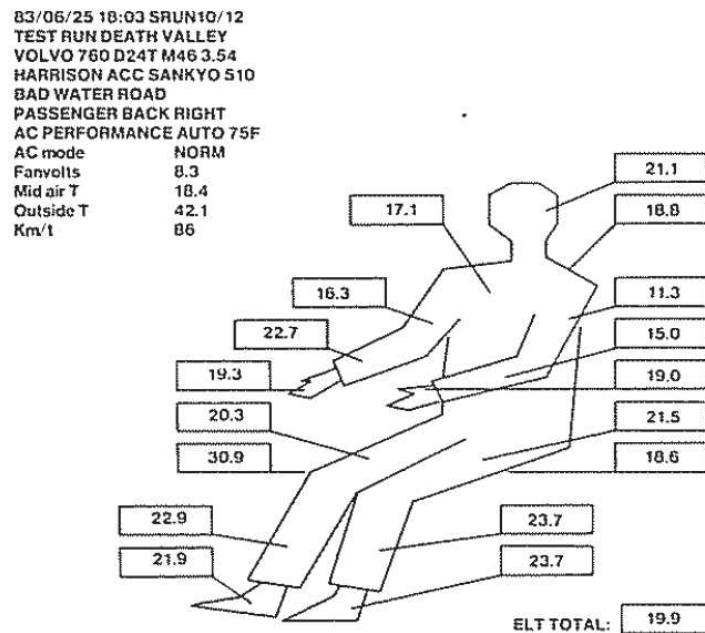


Figura 2.5 - Mapeamento das temperaturas equivalentes locais do corpo humano, para uma situação de verão [33].

De modo a simplificar estas medições, T. L. Madsen, B. Olesen e K. Reid, em 1986, realizaram um cálculo médio da temperatura equivalente através da medição apenas em 3 locais do corpo humano, fazendo o seu balanço com a relação de área. As 3 zonas utilizadas foram a cabeça, pés e abdómen [34]. A razão da utilização destas 3 zonas pode ser justificada pela sua distribuição ao longo do plano vertical. Enquanto o abdómen será representante da zona com maior área, logo, com maior impacto no cálculo da temperatura média, a cabeça e os pés são zonas de maior sensibilidade. Isto deve-se ao facto da zona dos olhos e cabeça ser, significativamente, mais sensível à velocidade do ar e temperatura, sendo necessário tolerâncias mais apertadas nesta zona. Variações de temperatura ao nível dos pés também são críticas, visto que a má circulação de sangue nos pés provoca que estes se ajustem a mudanças de temperatura de uma forma muito lenta, piorando ainda mais ao ter em conta a posição de descanso no interior de um veículo [3]. Então, a temperatura equivalente média ( $\bar{t}_{eq}$ ) pode ser calculada através da equação 2.23, que tem em conta o peso das áreas das várias superfícies do corpo:

$$\bar{t}_{eq} = 0,23 \cdot t_{eq_{cabeça}} + 0,67 \cdot t_{eq_{abdómen}} + 0,1 \cdot t_{eq_{pés}} \quad 2.23$$

O valor do PMV pode, então, ser estimado utilizando este valor de temperatura equivalente média, juntamente com a temperatura radiante média e o isolamento do vestuário.

Como seria expectável, as temperaturas equivalentes também têm um intervalo para o qual as condições de conforto são alcançadas. Estes intervalos foram determinados e representados em diagramas de conforto, através de uma série de experiências, utilizando manequins térmicos em vários ambientes não uniformes [31]. Estes diagramas estão apresentados na Figura 2.6. Através desta figura e da Figura 2.5, pode-se começar a ter uma ideia mais aproximada das temperaturas necessárias no interior do habitáculo para alcançar uma condição de conforto térmico.

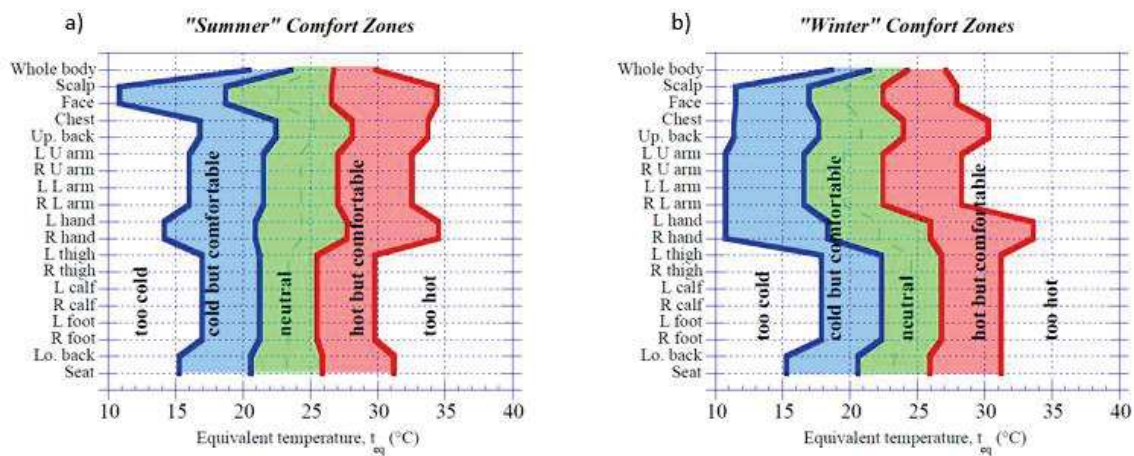


Figura 2.6 - Diagramas das zonas de conforto para 16 segmentos do corpo, para situações de verão (a) e inverno (b) [31].

Utilizando a Figura 2.6, observa-se que para o verão pode-se considerar que se começa a atingir um nível de conforto quando a  $t_{eq}$  está perto dos 29 °C, sendo ideal aos 25 °C. Para o inverno, o caso complica-se ligeiramente, pois há uma maior discrepância nos valores pretendidos para as diferentes partes do corpo. Porém, entre os 22 °C e 23 °C é uma boa avaliação de conforto térmico alcançado.

Uma vez que um ambiente não uniforme, como o de um veículo é difícil de definir através dos termos utilizados nas equações 2.19 a 2.22, para a condição de conforto térmico utilizada para o caso de estudo, são os 25°C observados na **Figura 2.6a**.

## 2.4. Conforto térmico em edifícios *versus* veículos

Os primeiros estudos sobre o conforto térmico foram realizados para a situação de climatização de edifícios. Em 1923, quando se desenvolveu o primeiro índice de conforto térmico, os veículos ainda eram uma novidade, sem a escala dos dias de hoje. Só mais recentemente, com o evoluir e o aumento da importância dos veículos, é que se procurou fazer a comparação entre o que é o conforto térmico no interior de um edifício *versus* o conforto térmico no interior de um veículo.

A primeira análise do conforto térmico no interior do habitáculo de um veículo apenas se realizou em 1980, por J. Temming, não se focando nas diferenças físicas entre os dois ambientes, mas sim as consequências que estas diferenças têm no conforto térmico [1]. Existem duas grandes diferenças que devem ser tomadas em consideração quando feita a comparação entre os ambientes em causa, sendo estas a não uniformidade do ar interior do habitáculo e o facto do veículo se encontrar em regime transiente, oposto ao regime estacionário dos edifícios. Adicionalmente, o gradiente vertical das temperaturas também é diferente entre os casos. Enquanto nos edifícios é esperado que a temperatura aumente com a altura do chão ao teto, nos veículos espera-se que a temperatura ao nível dos pés seja superior à temperatura ao nível da cabeça [31].

Apesar dos fatores que influenciam o conforto térmico permanecerem inalterados tanto para os edifícios como para os veículos, há outros aspetos a ter em consideração nos veículos. O espaço no interior do habitáculo de um veículo é pequeno, com geometrias complexas e assimétricas [10], [35]: há mudança rápida de parâmetros do microclima com a mudança da orientação do sol, sobre as superfícies do veículo com diferentes valores de isolamento; a área envidraçada é bastante vasta relativamente à área total do habitáculo (representando cerca de 24%, em média); a área corporal em contacto com os assentos, assim como a resistência térmica dos mesmos, não deve ser negligenciada, podendo estes ainda terem temperaturas diferentes daquelas do ar interior; os passageiros não conseguem mudar de posição no interior do veículo, e mudanças de postura são limitadas; a presença de um passageiro, para além do condutor, tem um maior impacto no clima gerado devido aos ganhos térmicos extras num espaço limitado que fica mais reduzido com este no seu interior; as velocidades do ar na cabina tendem a ser superiores àquelas dos edifícios; os passageiros estão bastante próximos dos difusores do ar; e, apesar de já existirem veículos que são

capazes de ligar o sistema de climatização, remotamente, sem a presença de ocupantes, estes casos são uma minoria dos casos totais, sendo o mesmo apenas permitido em alguns veículos elétricos mais recentes.

No caso automóvel, a radiação solar é, sem dúvida, o fator mais influente do clima no interior do habitáculo. Enquanto num edifício é possível antecipar e projetar a construção do mesmo para a melhor gestão dos ganhos solares, tendo em consideração a intensidade da irradiação incidente nas várias superfícies com diferentes orientações, sendo estas facilmente previstas e calculadas, um veículo pode ter todas as superfícies expostas à radiação solar direta num curto intervalo de tempo. Além disso, e como já foi referido anteriormente, cerca de 24% de toda a superfícies de um veículo é envidraçada, ou seja é a área que deixa atravessar diretamente a energia solar para o interior do habitáculo. Esta energia é então absorvida pelos bancos, tablier e ocupantes, que por sua vez irá provocar um aumento na temperatura interior. De facto, todas as superfícies do veículo irão ter um valor da radiação solar que irá ser transmitida para o interior do habitáculo, absorvida pela própria superfície ou refletida de volta para a atmosfera. Destas frações, apenas aquela que é refletida é que não irá provocar um aumento na temperatura interior. Deste modo, é possível para os fabricantes procurarem construir os seus veículos com materiais de maior valor de refletividade, principalmente no caso dos vidros [3].

Contando com todos estes factos, é previsível que os critérios e limites para conforto térmico definidos para aplicações de edifícios não possam ser facilmente aplicadas para o estudo de um veículo. Ao passo que nos edifícios é relativamente fácil medir e verificar individualmente os limites para cada quantidade climática, nos veículos o mesmo se torna mais difícil devido à não uniformidade do ambiente interior. Acrescentando a isto, a  $\bar{t}_r$  é mais difícil de ser determinada, pois o habitáculo é pequeno e com geometrias complexas; a própria presença de um passageiro altera o ambiente térmico e, até mesmo, o trajeto do ar; e devido ao contacto permanente dos ocupantes com os assentos, estes terão de ser representados nos valores de isolamento do vestuário, sendo este valor difícil de se obter sem instrumentação especializada [3].

Contudo, o estudo do conforto térmico no interior dos veículos tem vindo a mostrar a sua importância, tendo sido, até à data, realizados cada vez mais estudos sobre o mesmo,

e o desenvolvimento de métodos de avaliação e normas sobre o conforto térmico em veículos.

# 3. Sistemas de climatização em veículos

## 3.1. Introdução

No início do século XX, quando os veículos começaram a ter as suas cabinas fechadas do exterior, o único método de climatização disponível era através de ventilação conseguida pela abertura de janelas ou do para-brisas. Eventualmente, foram adicionadas condutas de ar debaixo do painel frontal, similares aos dos veículos dos dias de hoje [36].

Foi em 1928, com a criação do fluido frigorífero R-12, que se iniciou a conceptualização dos sistemas de ar condicionado para os veículos, sendo em 1939 que foi criada pela Cadillac o primeiro protótipo de um sistema de ar condicionado contido no interior de um veículo. Nesse mesmo ano, a *Packard Motor Company* foi a primeira marca a disponibilizar ao público um veículo com um sistema de ar condicionado que tinha a funcionalidade de arrefecimento e aquecimento. Porém, este sistema não utilizava uma polia do compressor com desengate automático, o que significa que sempre que se pretendesse desligar o sistema de ar condicionado era necessário remover manualmente a correia. Contudo, estes tipos de sistemas pioneiros apresentavam outros problemas para além do apresentado anteriormente, tais como a não insuflação de ar novo na cabina, a ausência de controlo, a geração de correntes de ar em locais onde estas não eram pretendidas, o ar arrefecido tinha dificuldade em chegar aos bancos da frente do veículo, os condensados do sistema infiltravam-se para a zona dos bancos traseiros devido ao local onde estava instalado o evaporador, entre outros problemas [36].

O desenvolvimento e instalação de sistemas de ar condicionado em veículos abrandou bastante no início da década de 1940 devido ao desenrolar da Segunda Guerra Mundial, mas continuou o seu crescimento durante os anos 50, sofrendo uma expansão significativa nos anos 60, com cerca de 50% dos veículos novos vendidos nos Estados Unidos da América (EUA) virem equipados com sistemas de ar condicionado em 1969. Com entrada dos anos 1970 continuou a ver-se uma tendência para o ganho de popularidade dos sistemas de ar condicionado em veículos, causando um aumento para os 70% em 10 anos. Isto trouxe grandes vantagens aos sistemas, uma vez que o seu uso se tornou mais capaz e

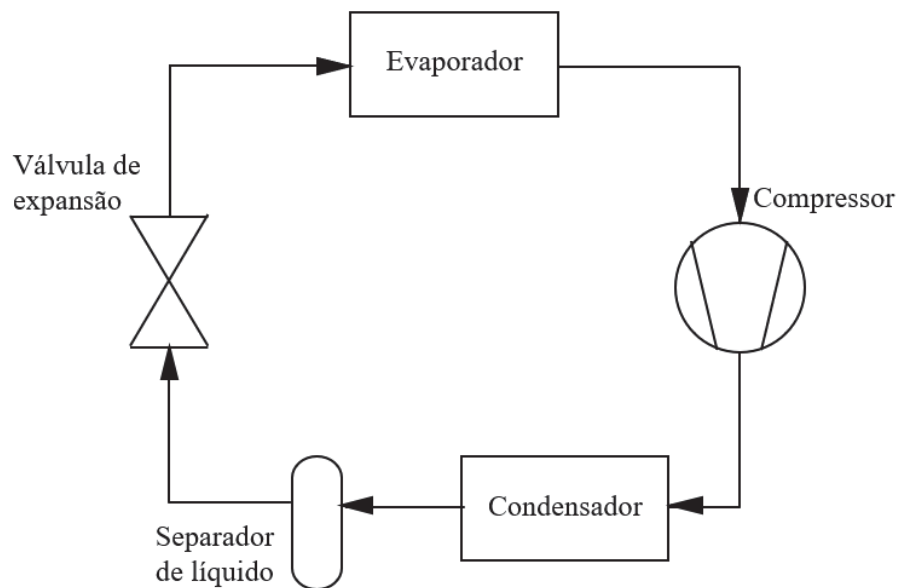
comum, o que promoveu a redução dos preços de venda por sistema para quase metade em 6 anos desde 1957. Novas tecnologias foram desenvolvidas, permitindo melhor autonomia para o veículo sem colocar em causa a capacidade total do sistema e a redução do tamanho e peso dos próprios componentes do sistema. Fora do mercado americano, esta quantidade de veículos climatizados por meio de um sistema de ar condicionado demorou mais tempo até alcançar os mesmos valores. Na União Europeia (UE) e Japão só 50% dos veículos vendidos em 2000 é que estavam equipados com estes sistemas [37], [38].

Porém, com tantos sistemas a serem produzidos utilizando R-12, surgiu um novo problema quando se veio a saber que este fluido frigorigéneo era responsável pela destruição da camada de ozono. Este problema promoveu a procura e a testagem de várias alternativas, até à descoberta do fluido frigorigéneo R-134a no início dos anos 90. Mais uma vez, a evolução dos sistemas de climatização abrandou, visto que o fornecimento deste novo fluido era escasso e não conseguia acompanhar o volume necessário para o desenvolvimento de novos sistemas. Apesar de, eventualmente, ter sido provado em meios experimentais que sistemas com R-134a eram capazes de igualar o desempenho dos sistemas com R-12, esta mudança não foi priorizada por virtualmente nenhuma empresa automóvel, pois esta implicaria um redimensionamento e alteração de todo o sistema de climatização, desde compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador, e até substituição do lubrificante e selantes utilizados. Apenas em 1987, com o Protocolo de Montreal, é que esta alteração de fluidos frigorigéneos, e consequentemente de sistemas, foi reforçada globalmente com a proibição de gases clorofluorcarbonetos (CFC) e a sua substituição por hidrofluorcarbonetos (HFC) [37].

### **3.2. Evolução tecnológica dos sistemas de climatização**

No ano de 2010 já se tinha dado uma expansão mundial na utilização de sistemas de ar condicionado no setor automóvel, onde a maioria dos veículos produzidos já vinham equipados com estes sistemas. Logicamente, este crescimento de popularidade é apoiado por desenvolvimentos e descobertas de novas tecnologias e processos. Deste modo, diversas variações de sistemas de ar condicionado foram sendo apresentadas, com alterações nos diversos componentes, ou mesmo no ciclo em si [39].

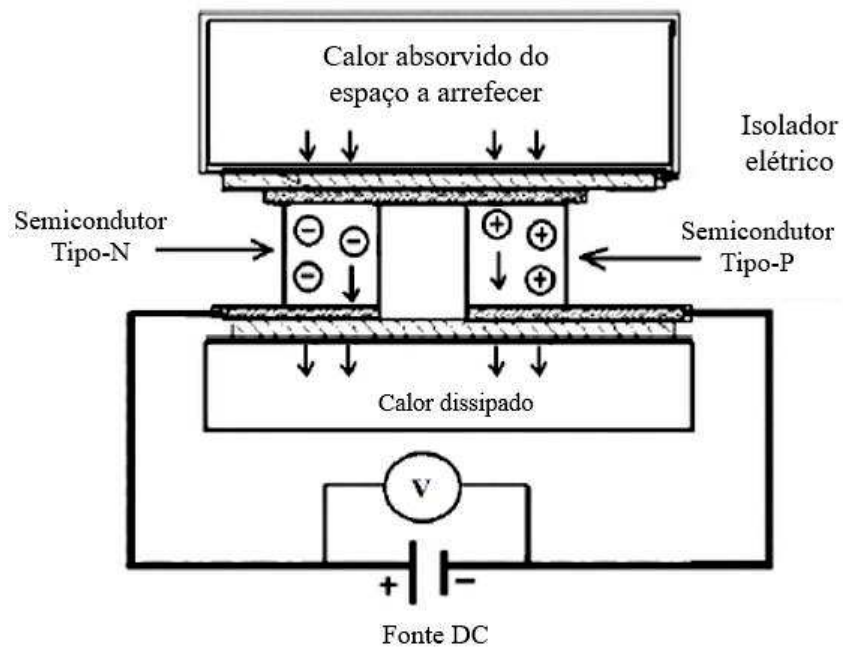
O ciclo mais comum utilizado nos sistemas de ar condicionado dos veículos é o ciclo de compressão de vapor, representado na Figura 3.1. Este circuito é composto por: compressor, que fornece energia ao sistema comprimindo o fluido causando um aumento na sua pressão e conseqüentemente temperatura; condensador, responsável por transferir calor do fluido para o exterior; um separador de líquido, responsável por separar o fluido condensado em fluido refrigerante gasoso e fluido refrigerante líquido, deixando apenas o líquido passar para a válvula de expansão, remove a umidade do fluido, e separa o óleo do fluido refrigerante e reenvia-o de volta para o compressor; válvula de expansão, que permite que o gás se expanda, reduzindo drasticamente a sua pressão e temperatura, retornando o fluido refrigerante para estado de mistura; evaporador, que transfere calor do meio que se pretende arrefecer para o fluido refrigerante agora a temperaturas bastante reduzidas, permitindo também a condensação do vapor de água presente no ar ambiente; regressando o fluido refrigerante depois ao compressor, dando início a um novo ciclo.



*Figura 3.1 - Representação de um ciclo de compressão de vapor.*

Como referido anteriormente, este sistema é atuado através de trabalho do compressor. No entanto, há outros sistemas que são acionados por compressor, mas com funcionamento diferente. Um exemplo destes sistemas é o ciclo de Brayton aplicado à refrigeração. Este ciclo também possui um compressor, porém o seu fluido de trabalho é um gás (ar ou outro) comprimido, nunca mudando do seu estado gasoso. O arrefecimento termoelétrico é uma outra técnica, instalado em alguns veículos de luxo, nos sistemas de

aquecimento e arrefecimento de bancos. Neste circuito não há a existência de um compressor, mas sim de uma bomba para fazer circular o fluido. Esta técnica é exequível devido ao efeito de Peltier, e ao comportamento de um termopar quando uma corrente elétrica atravessa o mesmo. Uma representação do mesmo pode ser observada na Figura 3.2. Para além dos atuados por trabalho, há sistemas atuados por calor. Todavia, estes sistemas encontram-se numa fase embrionária de desenvolvimento, o que nunca chegaram à fase de comercialização [39].



*Figura 3.2 - Representação da técnica de arrefecimento termoelétrica [39].*

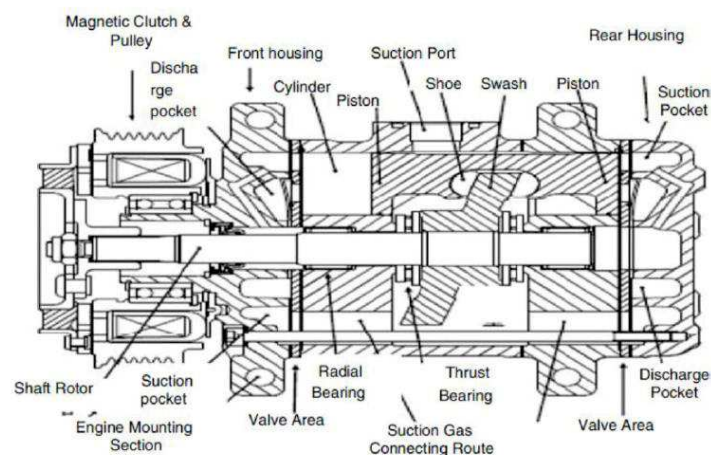
Sendo o ciclo de compressão de vapor o mais aplicado nos sistemas de climatização utilizados nos veículos, será esta a temática com maior enfoque neste documento.

### 3.2.1. Compressores

Na maioria dos sistemas de ar condicionado, nos quais está incluído o tipo de sistemas a tratar (compressão de vapor), o compressor é um dos componentes mais importantes, pois é este o responsável por introduzir energia no sistema através da compressão do fluido, e iniciar a circulação do mesmo por todo o circuito. Neste sentido, um compressor é avaliado em dois parâmetros diferentes: o rendimento isentrópico e

rendimento volumétrico. Este é também o único componente em todo o sistema com partes móveis, necessitando de lubrificação, o que o torna mais complexo. Inicialmente, os compressores utilizados eram compressores alternativos, similar a um motor alternativo, e podiam ser de pistão único ou vários pistões com uma orientação em linha ou em V. No entanto, desenvolveram-se outras opções devido ao seu baixo desempenho e elevado peso. Assim sendo, os tipos de compressores mais utilizados nos sistemas de ar condicionado em veículos são os compressores alternativos, onde estão incluídos os compressores de pistão e biela, e compressores de disco inclinado (*swash plate compressor* na literatura inglesa); e os compressores rotativos, nomeadamente os compressores de palhetas e compressores helicoidais (*scroll compressor* na literatura inglesa). Os compressores enunciados anteriormente são todos de deslocamento positivo. Para além destes, existem também os compressores de parafuso e compressores dinâmicos, nos quais estão incluídos os compressores radiais e axiais. Contudo, estes últimos não têm uma presença significativa nos sistemas utilizados em veículos [38], [39].

Mesmo sendo o tipo de compressor mais antigo, os compressores alternativos são os mais utilizados ainda nos dias de hoje, com cerca de 80% do mercado global. A preferência por este tipo de compressor deve-se à simplicidade e fiabilidade dos compressores de pistão e biela, e ao facto dos compressores de disco inclinado (Figura 3.3) possuírem um mecanismo de deslocamento variável. Esta característica permite que o compressor de deslocamento variável (VDC, na literatura inglesa *variable displacement compressor*) tenha um maior rendimento que um compressor de deslocamento fixo (FDC, na literatura inglesa *fixed displacement compressor*) para praticamente toda a sua gama de deslocamento.



**Figura 3.3** - Vista em corte de um compressor de disco inclinado [40].

O controlo de deslocamento destes compressores pode ser efetuado no interior da própria estrutura através da pressão do fluido frigorífero (ICVDC, da literatura inglesa *internally controlled variable displacement compressor*); ou externamente através da unidade computadorizada do veículo e da atuação de solenoides (ECVDC, da literatura inglesa *externally controlled variable displacement compressor*). Estes últimos podem ter dimensões ligeiramente inferiores. Deste modo, o VDC é capaz de alcançar rendimentos volumétricos de 60% a 74%, em contraste com os 50% a 69% conseguida pelos FDC, para ambientes amenos. No entanto, os compressores rotativos são capazes de alcançar rendimentos volumétricos muito superiores, entre os 85% e 95%, devido ao funcionamento destes não necessitar de uma nova expansão do gás comprimido. Estes também são de menores dimensões e peso, que os compressores alternativos, com a desvantagem de maior custo de produção. A Tabela 3.1 apresenta algumas das características das tipologias de compressores mais utilizados em sistemas de ar condicionado em veículos.

*Tabela 3.1 - Características entre os tipos de compressores mais utilizados em sistemas de ar condicionado em veículos (adaptado de [37]).*

<b>Tipo comp.</b>	<b>FDC</b>	<b>ICVDC</b>	<b>ECVDC</b>	<b>Comp. helicoidais</b>	<b>Comp. de palhetas</b>
<b>Volume comp. [cm<sup>3</sup>]</b>	80 – 200	120 – 170	120 – 170	60 – 115	70 – 142
<b>Pot. comp. a 1800 rpm [kW]</b>	1,48 – 3,6	~ 2,8	2,2 – 2,8	1,71	1,6 – 2,85
<b>Pot. arref. a 1800 rpm [kW]</b>	2,94 – 7,2	~ 6	4,9 – 6	2,33	3 – 6,4
<b><math>\eta_i</math> [%]</b>	45 – 70	45 – 70	45 – 75	60 ~80	50 ~70
<b><math>\eta_v</math> [%]</b>	50 – 69	60 – 74	60 – 74	85 – 95	75 – 85
<b>Peso comp. [kg]</b>	4,3 – 7,2	~ 6,5	5,3 – 5,4	4	2,9 – 2,6

Ao analisar os dados da Tabela 3.1, permite-nos realizar uma avaliação mais objetiva dos diferentes tipos de compressor, e as suas principais vantagens e desvantagens de funcionamento. Na Tabela 3.2, estão apresentadas as respetivas vantagens e desvantagens

principais destes compressores, assim como as suas posições atuais no mercado global e tendências observadas para o futuro.

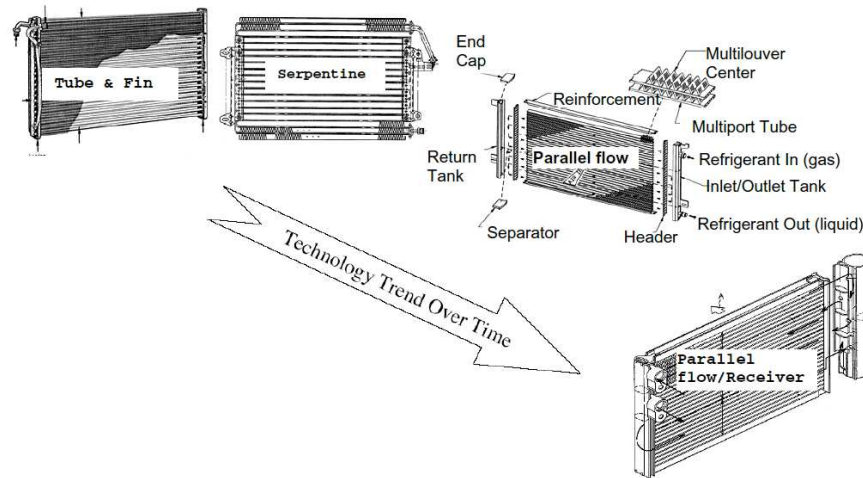
*Tabela 3.2 – Principais vantagens e desvantagens dos tipos de compressores mais utilizados em veículos, e a sua posição no mercado (adaptado de [37]).*

<b>Tipo comp.</b>	<b>Principais vantagens</b>	<b>Principais desvantagens</b>	<b>Mercado global [%] e tendência</b>
<b>FDC</b>	Mecanismo simples e fiável	Menor $\eta_v$ e nível de ruído elevado	~ 66%, diminuir
<b>ICVDC</b> <b>ECVDC</b>	Melhor COP e conforto térmico	Mecanismo mais complexo e mais caro	~ 14%, aumentar
<b>Comp. helicoidais</b>	Melhor $\eta_v$ e menor dimensão	Preço elevado, problemas de manutenção	~ 12%, aumentar
<b>Comp. de palhetas</b>	Baixo custo, menor dimensão e peso	Pior desempenho a velocidades elevadas e incapaz de grandes cargas	~ 8%, aumentar

### 3.2.2. Condensadores

Com a evolução tecnológica dos compressores e o aumento da potência conseguida pelos mesmos, os condensadores tiveram de acompanhar estes avanços para maximizar as trocas de calor com o exterior de modo a tirar o proveito máximo dos sistemas. Esta evolução dos condensadores pode ser observada na Figura 3.4. Inicialmente, nos anos 1950, os condensadores eram do tipo de tubos e alhetas. Este estilo de condensador consiste em duas fileiras de tubos circulares, de 6 mm a 7 mm de diâmetro, expandidos mecanicamente até às alhetas onde estes estão inseridos. As alhetas têm uma espessura de 0,075 mm a 0,125 mm e são onduladas, de modo a aumentar a área útil das mesmas. Neste tipo de condensador a entrada e saída do fluido estão localizadas na mesma extremidade da unidade, mas em divisões separadas. O fluido frigorigéneo ao entrar no condensador é direcionado para os vários tubos ao longo da secção da entrada, percorrendo o comprimento do condensador,

acabando na divisão da saída. As principais vantagens deste tipo de condensador são a sua fácil manufatura e baixo custo, com a desvantagem de ter um mau desempenho.



*Figura 3.4 - Desenvolvimento do tipo de condensador ao longo dos anos [41].*

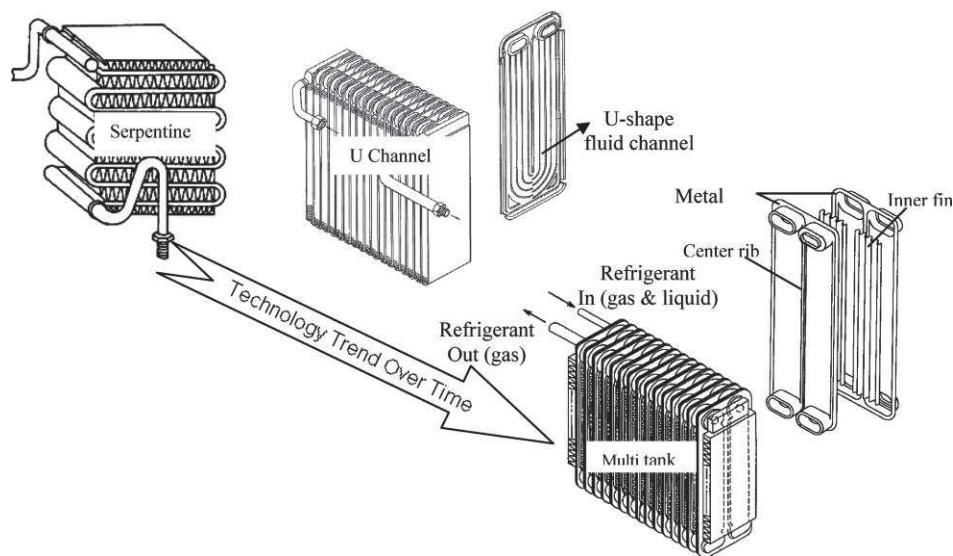
Ainda antes da entrada nos anos 1960, foi introduzido no mercado o condensador de serpentina. Este condensador utiliza apenas um tubo achatado, com 4 mm a 5 mm de altura e uma profundidade de cerca de 25 mm a 38 mm (ligeiramente mais pequeno que o condensador de tubos e alhetas com 25 mm a 44 mm). À volta deste tubo também se encontram alhetas onduladas para maximizar a área útil de dissipação de calor, porém estas são fixas ao tubo através do processo de brasagem. A grande diferença entre este tipo de condensador com o supramencionado, deve-se a este ter apenas um único tubo que serpenteia a área frontal do condensador. Assim sendo, o condensador de serpentina é capaz de desempenhos muito superiores que os conseguidos pelo condensador de tubos e alhetas para unidades do mesmo tamanho, mantendo a espessura de alhetas e densidade (400 a 800 alhetas por metro). A substituição das alhetas onduladas por alhetas com grelhas aumentou ainda mais a taxa de transferência de calor.

Finalmente, com a substituição de R-12 por R-134a, foi necessária uma unidade de condensação com um desempenho ainda melhor que o alcançado através dos condensadores de serpentina. Para este feito, surgiu o condensador de fluxo paralelo. Similar a um condensador de serpentina, o condensador de fluxo paralelo também conduz o fluido num percurso de serpentina pela área frontal da unidade. Porém, a via pela qual o fluido percorre não é um só tubo, mas sim vários tubos, lado a lado, com um diâmetro muito pequeno. Estes diâmetros encontram-se entre o 1 mm e 2 mm, e as alhetas também são mais finas, com

espessuras de 0,07 mm a 0,1 mm. Como resultado, a taxa de transferência de calor aumentou significativamente. Este tipo de condensador ainda é o mais comum nos dias de hoje, com os avanços efetuados desde então focados na implementação do separador de líquido no próprio condensador [41].

### 3.2.3. Evaporadores

O funcionamento do evaporador é idêntico ao do condensador, transferindo o calor do ar ambiente que se pretende arrefecer e o fluido frigorigéneo. No caso do evaporador, o calor do ar é transferido para o fluido mudando-lhe a fase para o estado gasoso antes de retomar ao compressor. O evaporador também poderá reduzir a humidade do ar da zona a climatizar através da condensação do vapor de água presente no ar. Isto dá-se devido à superfície do evaporador estar a uma temperatura inferior à temperatura de ponto de orvalho do ar, causando a condensação desta água presente no ar. Deste modo, o desenvolvimento dos evaporadores é similar ao dos condensadores, a observar na Figura 3.5, existindo evaporadores do tipo de tubos e alhetas, serpentina e fluxo paralelo.

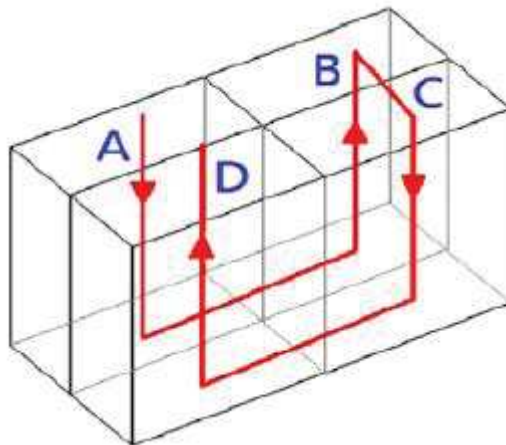


*Figura 3.5 - Desenvolvimento do tipo de evaporador ao longo dos anos [37].*

Para além destes, foi concebido um novo tipo de evaporador – evaporador laminado. Este tipo de evaporador ganhou uma grande popularidade devido ao seu melhor rendimento, comparando com os modelos anteriores. Um dos primeiros exemplos deste do evaporador laminado era o de canal U de tanque único, que surgiu de maneira a diminuir a retenção de condensados no seu interior, o que podia causar maus odores quando o sistema estava

desligado. Neste tipo de evaporador, o fluido entra através de um canal horizontal, que atravessa várias placas, e percorre todo o seu comprimento, com picagens em cada placa. Nestas placas, vários tubos de diâmetro reduzido, em forma de U, que levam o fluido até ao canal de saída do fluido do evaporador. Assim como os condensadores, as alhetas dos evaporadores também foram evoluindo até às alhetas com grelhas [37], [42].

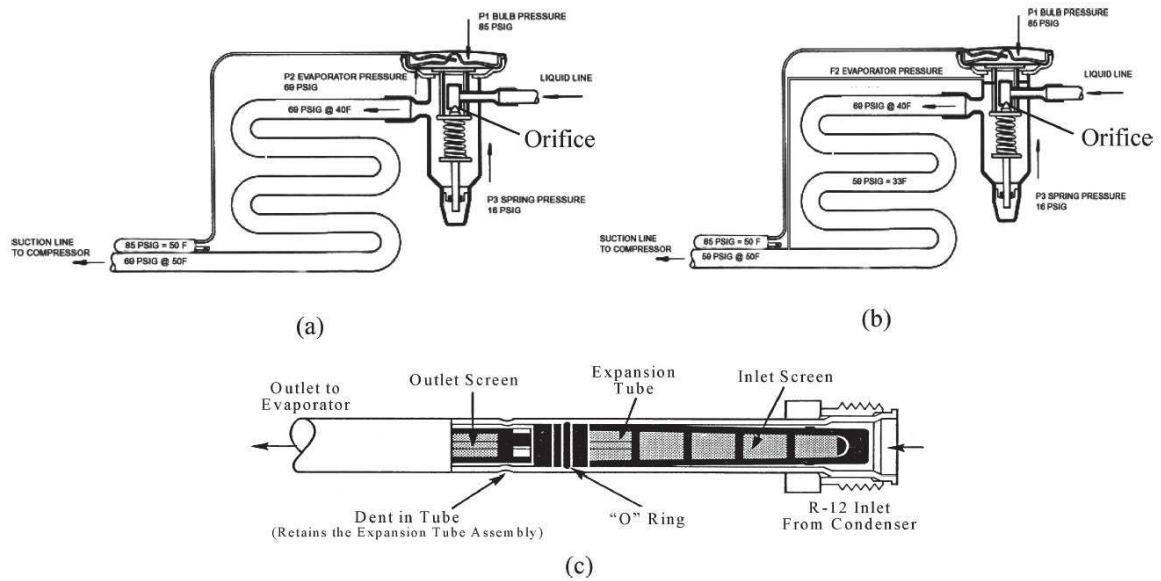
Devido ao método de funcionamento dos evaporadores laminados, a entrada e saída do fluido de dentro do evaporador encontram-se em extremidades opostas. Uma vez que o fluido frigorígeno passa para um estado sobreaquecido à saída do evaporador, o ar que passa por esta secção não consegue ser arrefecido na sua totalidade, criando uma desigualdade de temperatura. Para corrigir este problema, foi introduzido o evaporador de tanque múltiplo. O percurso do fluido pelo interior do evaporador, que se pode observar na Figura 3.6, coloca a entrada e saída lado a lado, garantindo que o ar que o atravessa passe sempre por uma zona onde o fluido não está em vapor sobreaquecido.



**Figura 3.6** - Percurso do fluido por um evaporador de tanque múltiplo [43].

#### **3.2.4. Equipamentos de expansão**

Os dois equipamentos mais comuns utilizados para expansão de fluido frigorígeno em sistemas de ar condicionado são as válvulas de expansão termostática (TXV, na literatura inglesa, *thermostatic expansion valve*) e o orifício calibrado, Figura 3.7. Ambos os equipamentos são capazes de controlar a quantidade de fluido a circular pelo sistema, e o seu funcionamento será explicado de seguida.



**Figura 3.7 - Equipamento de expansão mais comuns: (a) TXV controlada internamente, (b) TXV controlada externamente, (c) orifício calibrado [37].**

Como o próprio nome indica, o orifício calibrado consiste num tubo com um pequeno orifício no meio, e os sistemas com este equipamento têm um depósito acumulador antes da entrada no compressor. Ao longo do comprimento do orifício, a pressão do fluido irá descer. No caso do fluido se encontrar no estado líquido, a redução de pressão é mais baixa; no estado gasoso, a redução de pressão será mais alta. Quando a carga necessária a retirar do espaço é baixa, o evaporador não consegue absorver calor suficiente para que todo o fluido frigorígeno evapore, logo, uma grande quantidade do mesmo ficará acumulado no próprio evaporador e no depósito. Deste modo, a quantidade de fluido no condensador também é menor, fazendo com que o fluido não atinja temperaturas de subarrefecimento muito longe da temperatura de saturação. Ao chegar ao orifício calibrado, é apenas necessária uma pequena redução de pressão para o fluido começar a vaporizar, aumentando a quantidade de gás no tubo reduzindo ainda mais a pressão e, conseqüentemente, a quantidade de fluido a fluir. Quando o espaço tem uma maior carga térmica, o fluido líquido no evaporador e no separador de líquido começam a evaporar, aumentando a quantidade de fluido a circular pelo sistema. O fluido ao sair do condensador, tem um subarrefecimento mais distante da temperatura de saturação, estando o fluido no estado líquido pela maior parte do comprimento do orifício. Assim sendo, a queda de pressão é inferior, e a quantidade de fluido a fluir é superior, sendo capaz de satisfazer as condições de funcionamento necessárias.

Devido ao funcionamento do orifício calibrado, o dimensionamento do mesmo tem de ser muito bem calculado para o sistema em causa [37].

A TXV é um equipamento que permite um melhor desempenho, principalmente quando o sistema se encontra em situações de equilíbrio, onde a carga térmica a retirar ao espaço é pouca. Porém, este equipamento é mais caro que o orifício calibrado. A TXV também possui um orifício, mas devido a um conjunto diafragma e mola, a abertura do mesmo pode ser controlada. Este controlo é realizado através de um bolbo e tubo capilar, que estão conectados entre si e ao diafragma, e constituem a própria TXV. O bolbo colocado à saída do evaporador, deteta a temperatura do mesmo que se converte em pressão devido ao fluido no interior do tubo capilar. Esta pressão é equivalente à pressão num dos lados do diafragma, que está conectado a uma mola que também exerce uma força, mas em sentido oposto. No caso da temperatura à saída do evaporador ser mais alta, isto significa que a carga térmica no interior do espaço também é alta, é necessária maior capacidade de arrefecimento. Isto, conseqüentemente, causará que a pressão no tubo capilar aumente, assim como a força exercida no diafragma contra a mola. Por esta ordem, a mola irá sofrer uma maior deformação, abrindo mais o orifício e deixando mais fluido circular pelo sistema. O contrário acontece quando a temperatura à saída do evaporador é menor. Neste caso, a pressão também irá diminuir e o orifício ficará mais fechado deixando menos fluido passar. Ao dimensionar esta válvula, é importante garantir que a carga da TXV é acertada, normalmente entre 0,8 e 1 vezes a carga do evaporador. Caso a carga seja muito baixa, o sistema não irá ter fluido suficiente a circular causando baixos desempenhos. Se a carga for muito alta, a carga de arrefecimento será boa, porém o sistema irá desligar e ligar muito frequentemente, causando barulho excessivo e possíveis problemas de fiabilidade [37].

### **3.3. Sistemas de climatização em veículos de combustão interna, híbrido e elétricos**

Nos veículos de combustão interna, os motores mais recentes são capazes de alcançar um rendimento apenas de 30% a 40%, sendo os restantes 70% a 60%, maioritariamente, perdas térmicas absorvidas pelo fluido refrigerante ou expelidas pelo escape do veículo. Assim sendo, nestes casos, há uma fonte de calor disponível para o aquecimento do interior do habitáculo. Para se aproveitar este calor, um segundo circuito é adicionado ao habitual

circuito de refrigeração do veículo. Quando o aquecimento está desligado, o fluido refrigerante passa pelo interior do bloco do motor, através das devidas vias de passagem, havendo transferência do calor do motor para o fluido refrigerante que de seguida é dissipado para o ar ambiente através de um radiador localizado, normalmente, à frente do veículo. No caso de o condutor apenas ativar o aquecimento, permanecendo o ar condicionado desligado, é aberta uma válvula que permite a passagem do fluido aquecido pelo motor, para um permutador de calor no interior do veículo, havendo apenas um aumento de calor sensível. Contudo, para haver um certo nível de conforto, poderá haver necessidade de reduzir a humidade do ar, para o qual se utiliza o sistema de ar condicionado.

Um sistema de ar condicionado num veículo funciona do mesmo modo que um sistema *split* instalado num edifício ou numa casa, diferindo apenas nas suas menores dimensões, e que se pode representar conforme na Figura 3.8. Neste sentido, o compressor do sistema de ar condicionado é um acessório do motor, acionado por uma correia. O fluido frigorigéneo ao sair do compressor, a alta pressão e temperatura, passa pelo separador de líquido e condensador que se encontram na parte da frente do veículo, juntamente com o radiador. Havendo a transferência de calor para o exterior, o fluido, agora no estado líquido, passa pela válvula de expansão e evaporador, que se encontra no interior do veículo, retirando o calor do habitáculo do veículo, havendo, também, condensação do vapor de água existente no ar, sendo este evacuada para o exterior. Caso se pretenda diminuir a humidade do ar, sem redução da temperatura, o ar, em primeiro lugar, atravessa o evaporador de modo a condensar a água presente no ar, e antes de ser admitido para o habitáculo, é aquecido pelo permutador de calor de aquecimento do interior.

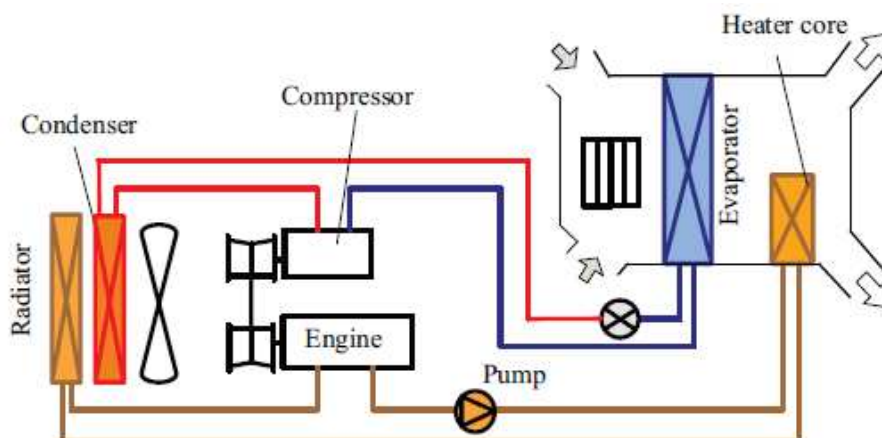


Figura 3.8 - Circuito típico de ar condicionado num veículo de combustão interna [3].

Este sistema é dos mais simples e é o que tem sido utilizado nos veículos, sensivelmente, nas últimas 7 décadas, desde a introdução de sistemas de ar condicionado em veículos até ao aparecimento, em maior quantidade, de veículos híbridos e elétricos.

Nos veículos híbridos o sistema de ar condicionado permanece praticamente inalterado, contudo, já não pode ser acionado do mesmo modo que um veículo de combustão interna. Apesar de ambos os tipos de veículo terem um motor de combustão interna, no veículo híbrido este motor poderá nem sempre está em funcionamento. Com isto, o compressor deixa de ser alimentado pelo trabalho produzido pelo motor e passa a ser alimentado por um motor elétrico, conectado à unidade de bateria de alta tensão do veículo. Porém, o acionamento do compressor não é o único problema associado ao uso menos frequente do motor de combustão. Como referido anteriormente, para o aquecimento do habitáculo, o motor age também como fonte de calor. Assim sendo, no caso de aquecimento do interior é necessário utilizar o motor de combustão para se aproveitar o calor do mesmo. Este método não é de todo o ideal, havendo casos onde o aumentando do consumo do veículo é cerca de 3,5 l/100 km em dias mais frios [44].

Com o recente aumento de número de veículos elétricos, rapidamente se apercebeu que a climatização do habitáculo vem ao custo do consumo de potência retirado da bateria. A autonomia destes veículos ainda é um problema a resolver, pois esta ainda se encontra bastante abaixo da dos veículos a combustão interna, com uma estimativa de consumo de um veículo de tamanho médio de cerca de 165 Wh/km para condução urbana e 137 Wh/km de condução em autoestradas. De modo a aproveitar ao máximo a potência retirada das baterias para percorrer a maior distância possível entre cargas, as várias marcas produtoras de veículos elétricos têm vindo a procurar e desenvolver métodos de climatização o mais eficientes possível [45].

Em 2010, a Mitsubishi Motors Corporation apresentou um sistema simples de aquecimento elétrico para o seu veículo Mitsubishi i-MieEV (Citroën C-Zero e Peugeot iOn na Europa) Figura 3.9.

À semelhança de um veículo de combustão interna, este sistema consiste em dois circuitos independentes: um deles o circuito de ar condicionado convencional e outro o circuito de fluido refrigerante que será aquecido.

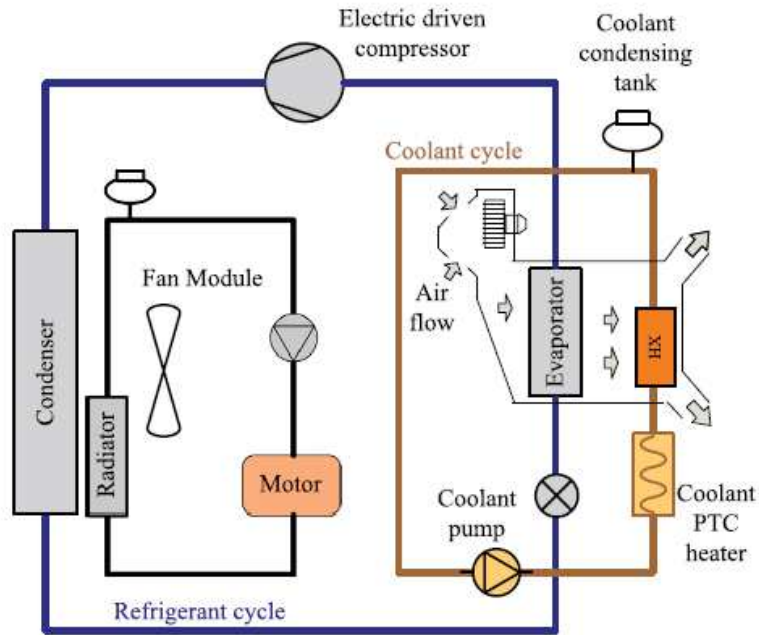


Figura 3.9 - Sistema de climatização desenvolvido para o Mitsubishi i-MiEV [3].

Enquanto num veículo convencional a fonte de calor deste fluido é o calor rejeitado pelo motor (que resulta em cerca de 30% para o fluido refrigerante, sendo os restantes 30% expulsos pelo escape), no caso do sistema da Mitsubishi a fonte de calor é uma resistência PTC (*Positive Temperature Coefficient*). A escolha deste tipo de resistência deve-se à sua rapidez em aquecer o habitáculo e o seu rendimento de 100%, ou seja, por cada kilowatt de potência fornecida gera-se 1 kilowatt de potência calorífica.

O circuito, é então, constituído pela respetiva resistência PTC para aquecer o fluido refrigerante, uma bomba de circulação, e um permutador de calor, que se encontra no interior do habitáculo, juntamente com o evaporador do circuito frigorífico. Quando se liga o ar condicionado no modo de aquecimento, o compressor e a bomba de circulação são colocados em funcionamento, e o ar arrefecido e desumidificado à saída do evaporador, passa pelo permutador de calor do circuito de aquecimento, para voltar a ser aquecido antes de ser admitido no habitáculo. Para um melhor controlo da temperatura, será utilizado um controlador para a admissão de ar (elementos 5 e 6 da Figura 3.10) que orienta o devido caudal de ar para o permutador de calor, sendo o resto insuflado diretamente no interior [46].

Apesar das resistências PTC terem um rendimento de 100%, estudos realizados mais recentemente concluíram que esta não é a solução ideal para maximizar a autonomia do

veículo elétrico, reduzindo até 50% a distância alcançada [48]. Verificou-se que através do uso de bombas de calor seria possível atingir “rendimentos” superiores a 250%.

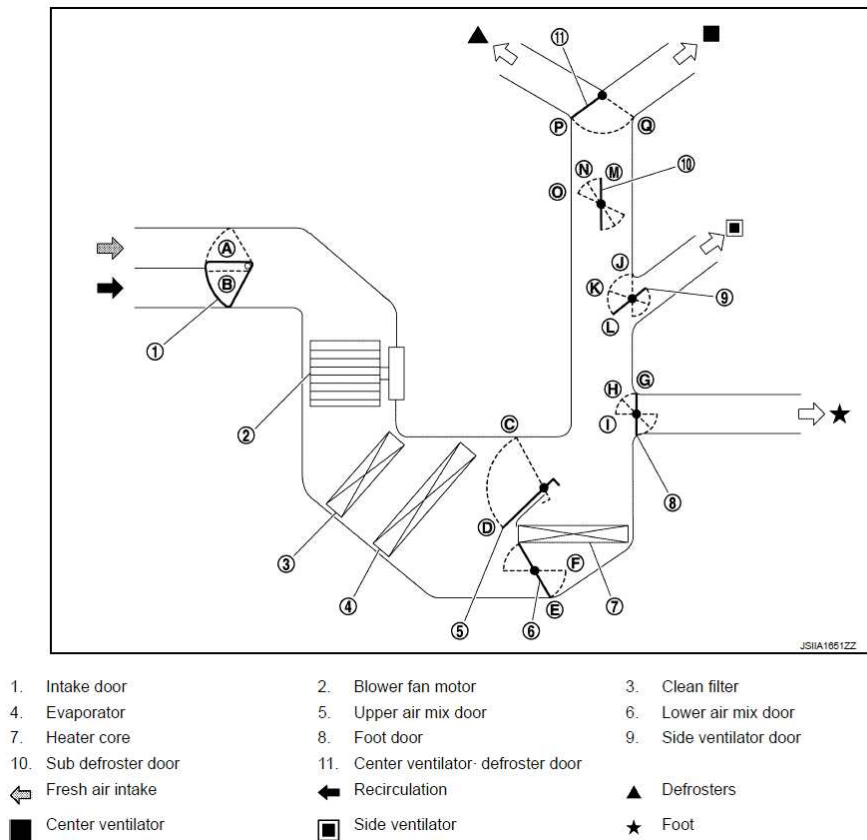


Figura 3.10 - Condução de ventilação utilizada no Nissan Leaf [47].

O termo bomba de calor refere-se ao sistema frigorífico capaz de insuflar ar quente para o interior do habitáculo sem o uso de um componente de aquecimento elétrico. Porém, o mesmo pode vir a ser utilizado na forma de componente auxiliar ao sistema. Contudo, a primeira lei da termodinâmica comprova que é impossível obter rendimentos superiores a 100%, uma vez que não é possível criar-se energia. Deste modo, foram criados os conceitos de Coeficiente de Performance ou de Desempenho (COP, na literatura inglesa *Coefficient of Performance*) e Rácio de Eficiência Energética (EER, na literatura inglesa *Energy Efficient Ratio*) para a caracterização destes sistemas. Enquanto o termo COP é utilizado para sistemas de aquecimento, ou seja, bombas de calor, o EER é o termo utilizado para sistemas de arrefecimento, sendo estes ar condicionados. Ambos são calculados de igual forma, através do quociente da potência colocada ou retirada do espaço a climatizar, sobre a potência absorvida pelo compressor. As bombas de calor são capazes de atingir, como referido anteriormente, valores superiores a 2,5; isto significando que por cada kW de potência

fornecida consegue-se 2,5 kW térmicos. Assim sendo, novos sistemas têm sido desenvolvidos, chegando a uma poupança de energia de cerca de 41,3% [46].

O Nissan Leaf foi lançado em 2010 e já vem equipado com uma bomba de calor, cujos sistemas semelhantes foram adotados pela Toyota, em modelos mais recentes, e a Renault num dos veículos elétricos mais vendidos – o Renault ZOE. Este sistema baseia-se num evaporador e condensador no interior do habitáculo e um permutador de calor no exterior, que poderá comportar-se como evaporador ou condensador através da abertura e fecho de uma válvula, dependendo do modo de funcionamento que é solicitado.

No caso de arrefecimento do ar, o fluido frigorigéneo sai do compressor a alta pressão e alta temperatura e passa pelo condensador no interior do habitáculo (componente 7 da Figura 3.10). Porém, através do uso de uma admissão de ar, que estará fechada, nenhum ar irá passar por este permutador, não havendo transferência de calor, e continuará passando por uma válvula de *bypass* para o permutador de calor do exterior, que se irá comportar como condensador. O fluido ao sair do condensador é direcionado, por uma válvula de 4 vias, para uma válvula de expansão e para o evaporador, sucessivamente, sendo, então, admitido no evaporador no interior do habitáculo (componente 4 da Figura 3.10) e de volta para o compressor. Como a admissão do ar ao condensador interior se encontra fechada, o habitáculo é insuflado apenas com o ar arrefecido.

Numa situação de aquecimento, a comporta abre para permitir a troca de calor entre o condensador e o ar. A válvula de *bypass* fecha, fazendo o fluido passar por uma válvula de expansão e pelo permutador exterior, que agora agirá como evaporador do circuito. Ao sair do permutador, a válvula de 4 vias fará com que o fluido já não passe pelo evaporador interior e vá diretamente para o compressor. Como no caso de aquecimento, o permutador de calor no exterior do veículo irá agir como o evaporador do sistema, não haverá controlo da humidade no interior do habitáculo. Para resolver este problema, parte do fluido pode ser direcionado para a segunda válvula de expansão e de seguida para o evaporador interior, onde o ar, que por este passa, será aquecido no condensador antes de ser admitido no habitáculo.

Em 2011 foi apresentado, pela Mitsubishi, um outro sistema de bomba de calor. Neste circuito estavam presentes 2 condensadores, um no interior e outro no exterior, e 2 evaporadores, sendo também um interior e outro exterior (Figura 3.11).

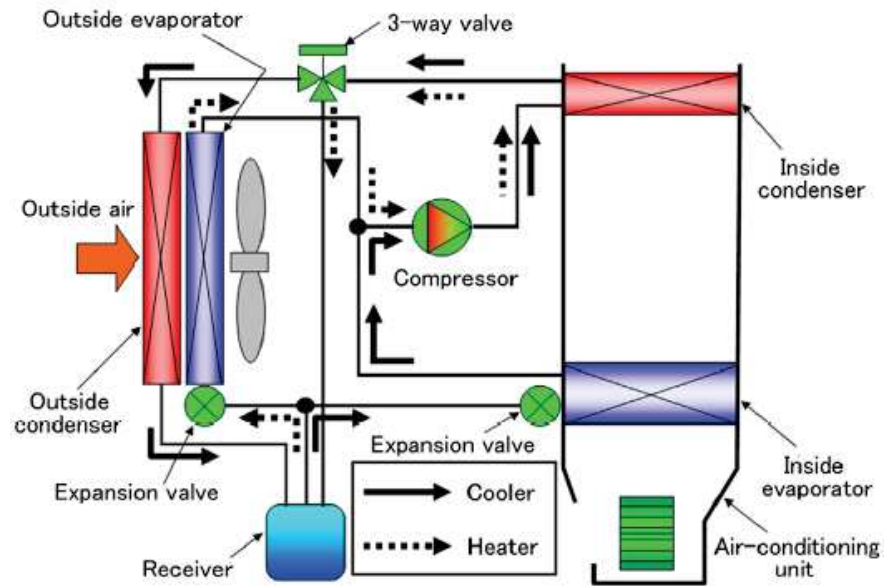


Figura 3.11 - Sistema de climatização de bomba de calor da Mitsubishi [3].

No aquecimento, o fluido ao sair do compressor passa sempre pelo condensador interior, havendo a possibilidade de bloquear a passagem de ar por este, caso não se deseje aquecer o interior, à semelhança do que foi explicado no sistema usado pela Nissan. Ao sair do condensador, o fluido passa por uma válvula de 3 vias e é direcionado para o condensador exterior, caso se queira arrefecer o habitáculo, ou diretamente para um acumulador. No caso de arrefecimento, o fluido passa pelo condensador e é enviado para o acumulador. Deste acumulador, passa por mais uma válvula de 3 vias que envia o fluido para uma válvula de expansão e para o evaporador interior antes de regressar para o compressor. Caso se deseje aquecer, o fluido na válvula de 3 vias, é direcionado para a válvula de expansão e evaporador do exterior, de volta para o compressor.

Para o modelo i3, a BMW optou por um sistema com o auxílio de uma resistência PTC. Versões deste sistema foram utilizadas em vários BMW, incluindo uma versão semelhante refinada no novo BMW iX3 (Figura 3.12 e Figura 3.13). Este sistema é um pouco mais complexo, pois são 2 circuitos separados, com mais elementos e tubagens onde o fluido pode fluir numa direção ou na outra, dependendo do modo de funcionamento escolhido. Adicionalmente, o sistema também pode ser utilizado para arrefecer as baterias, mas, por simplicidade, não se terá em conta essa secção do circuito. Assim sendo, no modo de arrefecimento (Figura 3.12), o fluido sai do compressor (componente 3) e é direcionado para o permutador de calor exterior que irá comportar-se como um condensador. Ao sair do

compressor vai para a válvula de expansão e posteriormente para o evaporador no interior do habitáculo, regressando novamente ao compressor.

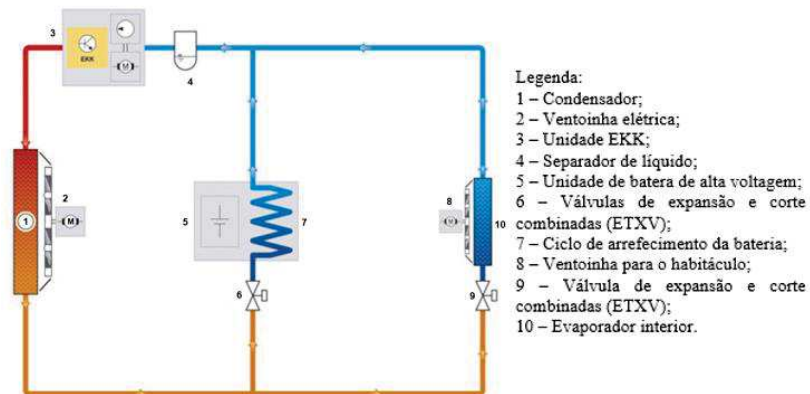


Figura 3.12 - Circuito para o arrefecimento no BMW i3 (com arrefecimento da bateria) (adaptado de [49]).

Para o modo de aquecimento (Figura 3.13) o sistema utiliza o circuito de fluido refrigerante para ajudar no aquecimento. Neste caso, o fluido sai do compressor para um permutador de calor líquido-líquido fechado, onde haverá troca de calor entre o fluido refrigerante do circuito auxiliar e o fluido frigorígeno do circuito de climatização. O fluido frigorígeno segue para uma válvula de expansão e para o evaporador interior, que está junto de um outro permutador de calor do circuito de fluido frigorígeno, sendo o ar aquecido ao passar por estes dois elementos antes de ser admitido no habitáculo. Ao sair deste evaporador novamente arrefecido por uma válvula de expansão e passa pelo permutador exterior, que fará o trabalho de evaporador, voltando para o compressor.

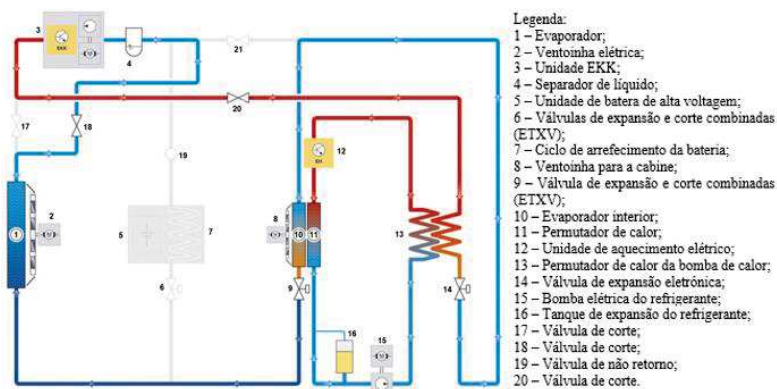
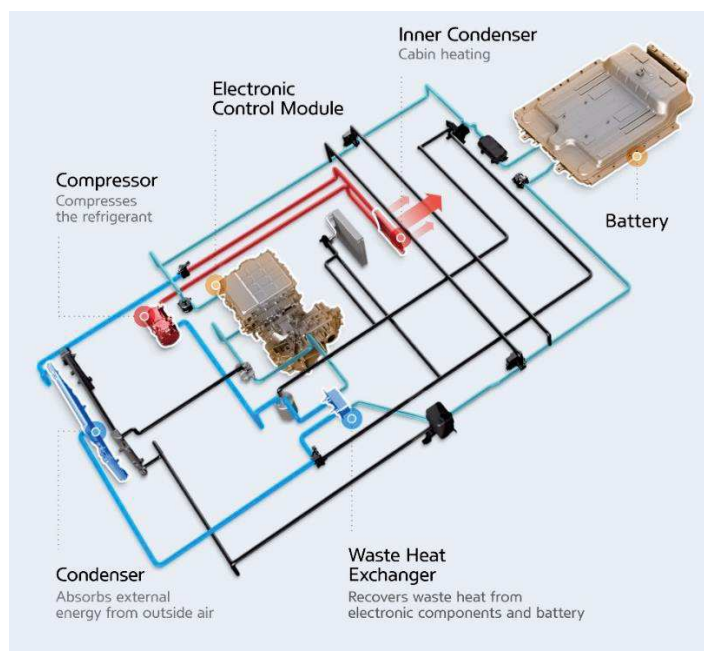


Figura 3.13 - Circuito para o aquecimento no BMW i3, com o circuito de fluido frigorígeno auxiliar (adaptado de [49]).

No circuito auxiliar, entre o permutador de calor líquido-líquido e o permutador junto ao evaporador, está o elemento de aquecimento elétrico, a resistência PTC (componente 12

da Figura 3.13). Esta resistência tem o objetivo de fornecer calor adicional ao fluido refrigerante, que sucessivamente irá transferir em situações de maior necessidade, como por exemplo, o aquecimento rápido do habitáculo.

Através dos exemplos enunciados anteriormente, pode-se concluir que os fabricantes de veículos estão a perceber o rendimento das bombas de calor e os benefícios que as mesmas trazem relativamente à autonomia dos seus veículos. Com base neste conceito de um circuito auxiliar, que fornece calor em condições de temperaturas exteriores mais frias, algumas marcas começaram a procurar maneiras de utilizar o calor rejeitado pelos componentes elétricos do veículo com fonte de calor do circuito auxiliar. A Hyundai e a Kia foram das primeiras marcas a utilizar um sistema de bomba de calor com reaproveitamento de calor destes componentes num veículo elétrico, introduzindo-o no Kia Soul EV em 2014. Mais recentemente, a Hyundai aplicou o mesmo sistema no Hyundai Kauai EV, como mostra a Figura 3.14, e a Tesla patenteou um sistema com a mesma finalidade para o Tesla Model Y. A grande vantagem destes sistemas é que aproveitam o calor dos componentes elétricos para compensarem a baixa transferência de calor entre o evaporador e o ambiente exterior em dias mais frios, uma vez que a diferença de temperatura entre os dois diminui. Deste modo, a bomba de calor não terá de trabalhar sob uma carga maior de modo a produzir a mesma quantidade de calor para o interior do habitáculo, garantindo uma maior vida do compressor e menos potência consumida.



**Figura 3.14** - Sistema de bomba de calor com aproveitamento de calor no Hyundai Kauai EV [50].

Como se observa da Figura 3.14, após a passagem do fluido frigorigéneo pelo evaporador, este, antes de regressar ao compressor, passa por um permutador de calor fechado, absorvendo o calor do líquido refrigerante responsável pelo arrefecimento das baterias, motor e controladores. Através deste sistema, a Hyundai afirma que o seu sistema é capaz de reter 90% da autonomia [50].

### **3.4. Fluidos frigorigéneos**

O responsável pela remoção de calor através de um sistema ar condicionado ou bomba de calor é o fluido frigorigéneo. Diferentes tipos de fluidos são utilizados, com diferentes pressões e condições de funcionamento, para alcançar diferentes objetivos. Por esta razão, um sistema projetado para um fluido frigorigéneo poderá não conseguir funcionar com um fluido diferente com o mesmo nível de desempenho.

Ao longo dos anos, vários fluidos frigorigéneos foram utilizados, tais como: R-12, também conhecido como fréon; R-22; R-717, ou amoníaco; R-32; R-744, ou  $CO_2$ ; entre outros. O grande problema com muitos destes fluidos era o seu impacto negativo para ambiente, mais especificamente, o grande potencial para a destruição da camada de ozono. Quando o mesmo foi verificado, e com o aquecimento global a tornar-se um problema cada vez mais sério, em 1989, foi assinado o Protocolo de Montreal. O objetivo deste protocolo era proteger a camada de ozono, proibindo o uso de substâncias que causariam dano na camada de ozono. Posteriormente, em 1997, no Protocolo de Kyoto, estabeleceu-se um valor, denominado Potencial de Aquecimento Global (*GWP*, na literatura inglesa *Global Warming Potencial*), para avaliar as emissões de  $CO_2$  de várias substâncias, o que gerou uma reavaliação dos fluidos que não tinham sido proibidos em 1989 [51].

#### **3.4.1. R-134a**

Antes do Protocolo de Montreal, o R-12 era um fluido muito usado em sistemas de ar condicionado dos veículos, mas a sua proibição obrigou os fabricantes a pensar numa alternativa. É, então, feita a introdução do R-134a na indústria automóvel. Em 1996, foi desenhado o primeiro sistema de bomba de calor para um veículo elétrico, capaz de aquecer, arrefecer, desumidificar e desembaiar o habitáculo, utilizando este fluido, um circuito capaz

de atingir um EER de 2,3 para arrefecimento e um COP de 2,9 para aquecimento, em temperaturas de 40 °C e -10 °C, respetivamente [52]. Contudo, o fluido R-134a tem um GWP de 1430, o que gerou opiniões negativas em relação ao mesmo quando foi assinado o Protocolo de Kyoto, mas o seu uso continuou durante muitos anos. Só em 2017 é que a UE proibiu o uso de fluidos frigorigéneos com um GWP superior a 150. Outros países como os Estados Unidos e Japão tencionam fazer o mesmo até os próximos 5 anos. Para combater estas regulações começou a estudar-se o uso de R-1234yf, pois as suas propriedades termodinâmicas são semelhantes às do R-134a [53].

### **3.4.2. R-744 (ou CO<sub>2</sub>)**

O CO<sub>2</sub> é um fluido utilizado há muito tempo, sendo dos primeiros a ser utilizado em sistemas de refrigeração e bombas de calor. Porém, com a introdução dos CFC este fluido foi caindo no desuso. Uma das razões para o mesmo é o facto de as suas pressões de funcionamento serem mais de 5 vezes superiores comparado a sistemas com outros fluidos. Estas altas temperaturas são um desafio ao criar os circuitos. No entanto, com a proibição dos vários fluidos pelo Protocolo de Montreal, voltou a ver-se a utilidade do R-744. Tem sido utilizado para o desenvolvimento de circuitos de bombas de calor para veículos elétricos de tamanhos médios, e apresentou melhor COP que um sistema convencional, utilizando R-134a, com um valor 1,31 vezes superior em condições de aquecimento e desumidificação [54].

### **3.4.3. R1234yf**

Como já foi referido anteriormente, o R1234yf surgiu com o propósito de ser uma alternativa ambientalmente mais responsável que o fluido mais comum em sistemas de climatização automóvel – o R134a. Num estudo efetuado em 2011, estes dois fluidos foram colocados em circuitos frigoríficos semelhantes, do tipo dos utilizados em sistemas de climatização automóvel, em situações de arrefecimento e aquecimento, para as mesmas temperaturas exteriores. Concluiu-se que, apesar das semelhantes características dos dois fluidos, em comparação com o R134a, o circuito com R1234yf apresentava um COP até 2,7% inferior, uma capacidade de arrefecimento até 4% inferior, temperatura à saída do

compressor até 6,7 °C inferior e uma capacidade de carga de fluido até 11% inferior [55]. Perante estes resultados percebe-se que, apesar do pior desempenho do R1234yf, esta diferença é insignificante, ainda mais quando considerando a sua utilização a longo prazo, sendo este fluido uma opção ambientalmente mais viável. Contudo, em termos de segurança, este fluido está colocado no grupo A2L, significando que apesar de não ser tóxico até 400 ppm, é ligeiramente inflamável, com baixa velocidade de propagação de chama.

#### 3.4.4. Outros fluidos

Os fluidos R-134a e R-744 são, sem dúvida, os mais comuns em sistemas de ar condicionado e bombas de calor em veículos. Mas, outros fluidos também são utilizados, principalmente com o decrescer do uso de R-134a. Como referido anteriormente, uma das alternativas ao uso de R-134a é o R-1234yf, uma vez que este tem um GWP muito baixo – um valor de 4. Juntamente com o R1234yf, surgiu também o R1234ze, um fluido que apresenta valores muito baixos de GWP e Potencial de Destruição da Camada de Ozono (ODP, na literatura inglesa *Ozone Depletion Potential*), estando também no mesmo grupo de segurança que o R1234yf, tendo sido preferido no uso em sistemas estacionários. O facto destes fluidos terem propriedades semelhantes ao do R-134a significa que os circuitos do mesmo podem ser reaproveitados através de mínimas alterações. Porém, o mesmo tem algumas desvantagens, principalmente o preço elevado comparativamente ao R134a, e o facto de ser um fluido inflamável, que ainda apresenta algumas dúvidas relativamente ao seu uso cíclico nestes circuitos.

Com isto em consideração, e de modo a conseguir obter-se um fluido com as vantagens dos HFO e HFC, criaram-se fluidos de mistura, nomeadamente R513A (R1234yf e R134a) e R450A (R1234ze e R134a). Porém estes fluidos têm os seus valores de GWP à volta dos 550, tornando-os acima do limite estabelecido para o uso em veículos. O R152a também é outra alternativa ao uso de R-134a. Apesar do seu valor GWP não ser tão baixo como o R-1234yf, é inferior ao R-134a e inferior ao limite de 150 estabelecido em 2017 (na UE), sendo quase nulo o seu impacto na destruição da camada de ozono. Ainda, o R-152a tem um COP entre 6% e 15% superior ao COP de R-134a para temperaturas de condensação entre os 37 °C e 55 °C. O R-161 é, também, um potencial substituto do R-134a pois tem um GWP muito baixo (um valor de 14) [51].

**Página propositadamente deixada em branco**

## 4. Metodologia

Neste capítulo, irá ser abordado o caso de estudo, a ferramenta de cálculo utilizada, e potenciais cenários diferentes de modo a obter um resultado ideal para o estudo. Relativamente ao programa utilizado para o cálculo, serão referenciados os diferentes *softwares* disponíveis para realização deste estudo e será realizada uma breve introdução às simulações efetuadas através de modelo numérico.

### 4.1. Caso de estudo

O que se pretende com este trabalho, é estudar a temperatura máxima alcançada no interior de um veículo elétrico e como dimensionar um sistema de climatização para que se consiga garantir uma condição de conforto térmico no interior do habitáculo do mesmo, dentro de um espaço de tempo aceitável. O veículo em causa para este trabalho, será o Veeco RT, apresentado na Figura 4.1, um veículo português, resultado de um projeto de investigação e uma colaboração entre a VE – Fabricação de Veículos de Tração Elétrica, e o ISEL, abrangendo membros do DEEA e DEM, dos quais eu fui responsável pelo dimensionamento do sistema de climatização.

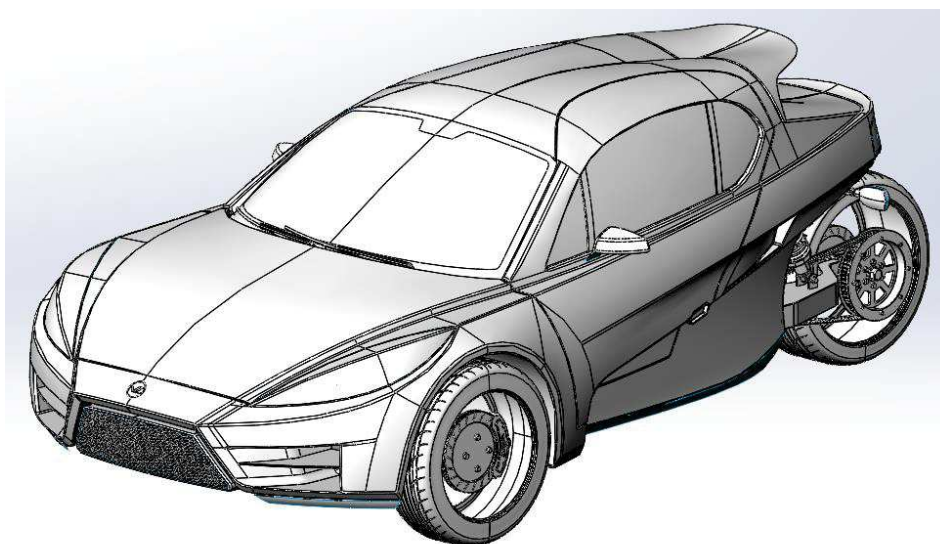


*Figura 4.1 – Veeco RT.*

Como já foi referido, este trata-se de um veículo de tração elétrica, de carácter desportivo. Como tal, é um veículo de pequenas dimensões, causado também pelo facto de apenas possuir uma roda traseira (configuração *reverse trike*), possui 2 lugares, e promete alcançar valores de autonomia entre os 200 km e 400 km.

Relativamente às propriedades construtivas do Veeco, foram fornecidos os materiais constituintes de cada superfície e as suas espessuras. As portas são constituídas por uma placa de 5 mm de fibra de vidro normal, uma placa de 0,59 mm de fibra de vidro com material de mudança de fase (PCM, na literatura inglesa *Phase Change Material*) para melhor isolamento térmico; uma placa de ABS com 3,75 mm, uma placa de 2 mm de corticite, e outra placa de 3 mm de ABS. O tejadilho é constituído por uma placa de 2 mm de fibra de vidro, duas placas de 0,59 mm de fibra de vidro com PCM e uma placa de 3 mm de corticite. O chão tem uma chapa de 4 mm de alumínio, 10 mm de manta de isolamento acústico, e 2 mm de corticite. A parte de trás do habitáculo, ou parede corta-fogo, tem uma chapa de 4 mm de alumínio, 2 mm de corticite, e 1 mm de tela asfáltica. A parede da frente é constituída por uma placa de 2 mm de corticite, e 3 mm de ABS. Para os vidros considerou-se 4 mm, e os bancos serem constituídos por uma espuma de poliuretano com 15 mm.

Quanto às áreas das respetivas superfícies, foi utilizado o modelo do veículo em SolidWorks, mostrado na Figura 4.2. Os valores obtidos do mesmo podem ser consultados na Tabela 4.1.



**Figura 4.2** – Modelo completo Veeco RT em SolidWorks.

*Tabela 4.1 – Área das secções retirados do modelo de SolidWorks.*

Secção	Área [m <sup>2</sup> ]
Para-brisas	0,6277
Vidros laterais	0,3190
Portas	0,7737
Tejadilho	0,9797
Vidro traseiro	0,0939
Chão	1,2756

Relativamente ao sistema de climatização atual do veículo, este é composto apenas por condutas de ventilação e resistências PTC. Desta forma, o sistema é apenas apto de aquecer o ar do habitáculo, sem capacidade de arrefecimento. As condutas estão ligadas a 2 entradas de ar para o habitáculo no centro do tablier, conforme mostrado na Figura 4.3, onde se realiza somente recirculação de ar, sem admissão de ar novo do exterior.



*Figura 4.3 – Interior do Veeco RT.*

## 4.2. Escolha do *software*

A realização de estudos através do cálculo computacional, requer um entendimento básico dos principais métodos numéricos utilizados, e para que casos cada um destes métodos é mais indicado. O uso destes métodos no cálculo computacional permite fazer uma aproximação das soluções aos problemas matemáticos. Destes, os 3 mais utilizados são o Método de Elementos Finitos (FEM, na literatura inglesa *Finite Element Method*), o Método de Volumes Finitos (FVM, na literatura inglesa *Finite Volume Method*), e o Método de Diferenças Finitas (FDM, na literatura inglesa *Finite Difference Method*).

O FEM, tal como o nome indica, divide o domínio em elementos de menores dimensões e calcula uma aproximação à solução dentro de cada elemento. Este método é bem-adaptado à resolução de problemas com geometrias complexas e permite calcular com precisão a solução de problemas de transmissão de calor e estudos estruturais.

O FVM divide o domínio num conjunto de volumes de controlo. O seu foco é, principalmente, a conservação de energia, através da realização dos cálculos dos escoamentos nas fronteiras de cada volume de controlo. Este método é apropriado para problemas de escoamento de fluidos, transferência de calor e transporte de massas, sendo este o método preferencialmente utilizado em CFD.

Por último, o FDM é o método mais antigo. Este divide o domínio numa matriz e resolve o problema através da transformação das equações diferenciais parciais em equações de diferença em cada ponto da matriz. Por sua vez, os valores de cada são atualizados de forma iterativa com base nas equações de diferença até ser obtida a solução. Este método é de fácil implementação e por isso é muito utilizado em problemas com geometrias simples de condução de calor, escoamento de fluidos e difusão [56].

Com isto em conta, para ser possível realizar um estudo computacional com precisão e eficácia, é necessário fazer a escolha do programa a utilizar com base nos métodos computacionais utilizados pelo mesmo, e se este é o mais acertado para a análise em causa. Para o caso pretendido, será pertinente realizar um estudo de transferência de calor e escoamento de ar, logo trata-se de uma simulação CFD utilizando o método FVM.

O CFD é uma ferramenta vastamente utilizada no ramo da engenharia para simular e analisar escoamentos de fluidos. Assim sendo, existem diversos *softwares* desenvolvidos por

várias organizações, cada uma abordando os problemas de formas ligeiramente diferentes. Entre os *softwares* existentes, aqueles que são mais conhecidos são OpenFOAM, ANSYS Fluent, COMSOL, STAR-CCM+, CFX, Fluent3D e NUMECA. Destas opções apresentadas, apenas o OpenFOAM é um programa *open-source* que disponibiliza todas as funcionalidades sem custos adicionais. Porém, a ANSYS também disponibiliza uma versão para estudantes, com base nos seus conjuntos de programas, colocando algumas limitações nas versões completas. Consequentemente, o *software* a utilizar nos estudos realizados neste trabalho foram o ANSYS Fluent Student. A seleção do mesmo ao invés do OpenFOAM deve-se ao facto deste último ser limitado em relação ao apoio técnico de profissionais, comparativamente aos *softwares* comercializados; configuração e uso da interface complicada, documentação de difícil entendimento e curva de aprendizagem mais acentuada. Enquanto o ANSYS Fluent, sendo um produto originalmente comercializado, tem uma documentação mais vasta e de fácil compreensão, uma interface mais fácil de trabalhar e perceber para novos utilizadores e vasta gama de funcionalidades. Outra vantagem do ANSYS em relação ao OpenFOAM, é que este possui uma ferramenta de Desenho Assistido por Computador (CAD, na literatura inglesa *Computer-Aided Design*), integrado, enquanto OpenFOAM necessita, obrigatoriamente, de um programa CAD complementar. Porém, para este estudo este fator não foi decisivo, uma vez que se utilizou o programa SolidWorks para este fim, visto que este é disponibilizado aos alunos do ISEL e é extensivamente utilizado no plano curricular.

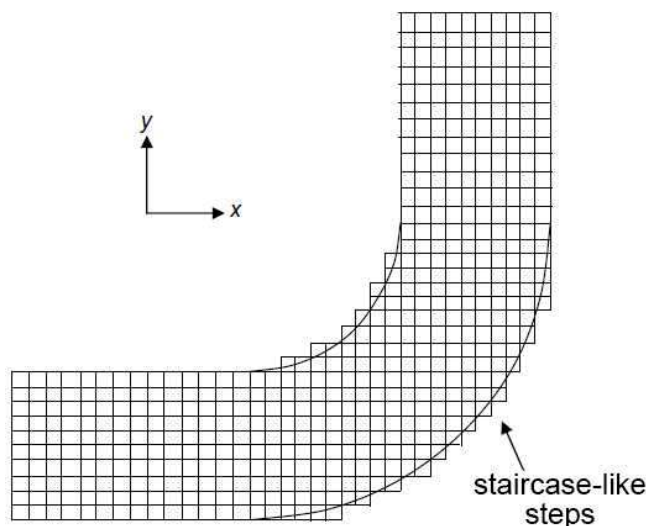
#### **4.3. Criação de malha**

Dentro da área de CFD, o tópico de criação de malha tornou-se por si só, um caso de estudo à parte. Para qualquer estudo realizado através de cálculo computacional, a criação de uma malha correta tem um papel de grande importância no resultado obtido, podendo ser tão importante como as próprias condições de fronteira. A qualidade de uma malha pode ser responsável para obter uma análise convergente, ou seja, que a solução alcança um valor estável e próximo da realidade; ou uma análise divergente, onde o erro obtido continuará a aumentar entre cada iteração realizada, nunca alcançando uma solução. Deste modo, concluir-se-ia que uma malha muito densa, com elementos de pequenas dimensões, tornaria qualquer estudo realizado um caso muito próximo da realidade. Contudo, enquanto esta

afirmação está correta, o poder computacional necessário para resolver um estudo destes é muito elevado, podendo nem sequer ser possível para realizar no equipamento disponível. Deste modo, a escolha correta do tipo de malha, a densidade da mesma e o seu refinamento em locais críticos, vai afetar tanto a exatidão do estudo, como a velocidade de resolução, não havendo uma escolha universalmente certa para qualquer caso pretendido. Logo, é necessário fazer um compromisso entre os dois dependendo do cenário e condições em mão [57], [58].

Existem duas técnicas mais comuns utilizadas no processo de criação da malha, sendo estas malhas estruturadas e malhas não-estruturadas. Como é evidente, estas têm as suas respetivas vantagens e desvantagens e situações de estudo para os quais são mais indicadas.

Malhas estruturadas utilizam um sistema de referência cartesiano e são caracterizadas por um arranjo regular das células da matriz que seguem uma sequência de um padrão. Estas malhas são normalmente constituídas por elementos retangulares ou hexaédricos, e cada um destes elementos interiores, tem um igual número de elementos adjacentes. A utilização deste tipo de malha é vantajosa quando se trata de geometrias ortogonais simples e com escoamentos alinhados com os próprios elementos da grelha, gerando uma boa exatidão de resultados e eficiência computacional. Porém, este tipo de malha poderá necessitar de tratamentos adicionais quando se aplica a uma geometria mais complexa, como por exemplo, uma geometria com uma curva.



**Figura 4.4** – Representação de uma malha ortogonal numa geometria não ortogonal [57].

Num cenário destes, ao aplicar à mesma uma malha de coordenadas ortogonais, a margem da zona curva passa a ser constituída por degraus em forma de escada, como se pode observar na Figura 4.4, causando inexatidão de resultados, problemas de convergência e representação das condições de fronteira e maior tempo de cálculo computacional.

Para corrigir estes problemas, poderá recorrer-se a técnicas como a transformação das coordenadas cartesianas em coordenadas curvilíneas, representada na Figura 4.5; ou utilização de malhas estruturadas em blocos, de modo a evitar células enviesadas, como representado na Figura 4.6, podendo estas serem do tipo O ou tipo C [57].

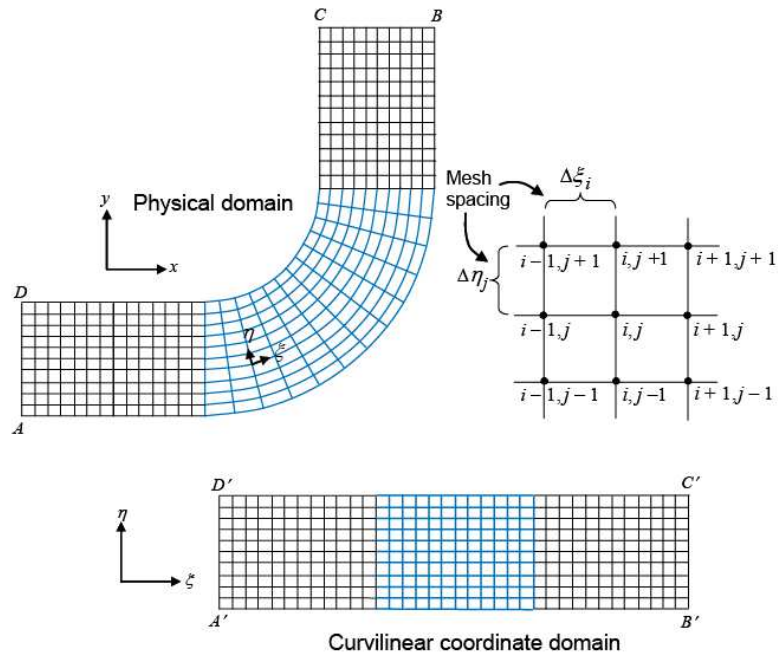


Figura 4.5 – Representação da transformação da malha em coordenadas curvilíneas [57].

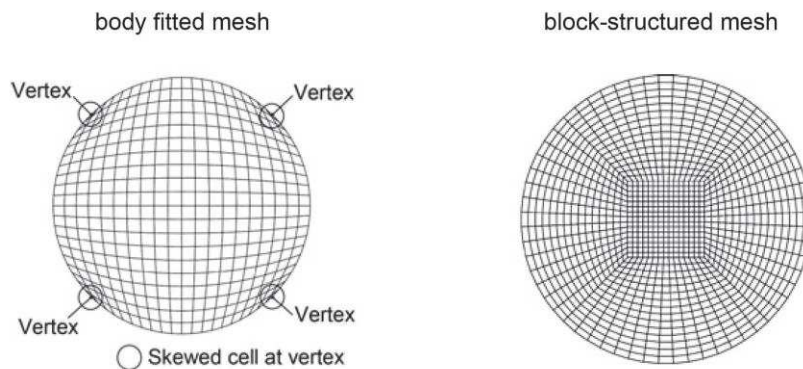
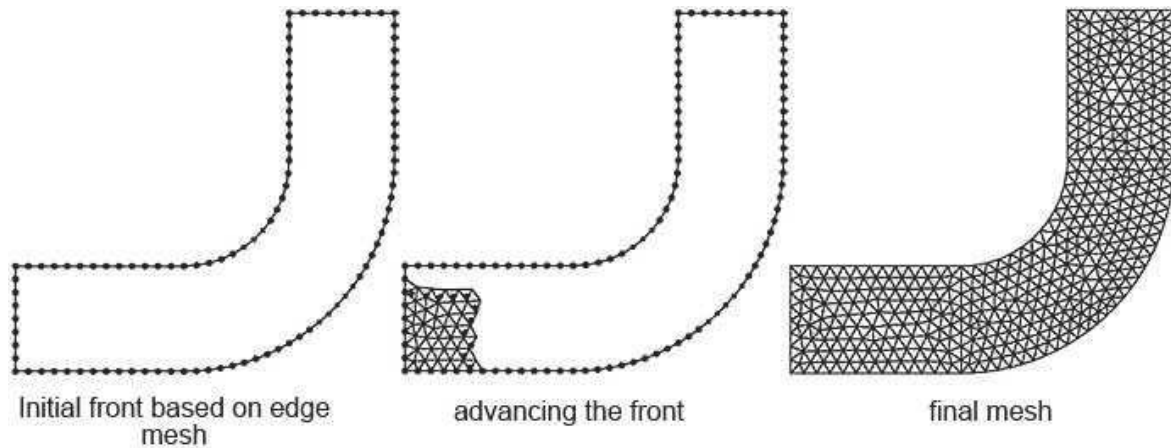


Figura 4.6 – Representação da transformação da malha em coordenadas curvilíneas com geração de células enviesadas (esquerda) e uma malha estruturadas em blocos do tipo O (direita) [57].

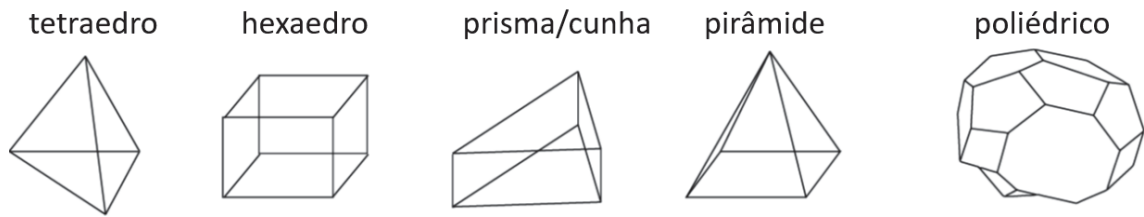
Já a malha não-estruturada, ao contrário da malha estruturada, não segue um padrão e, inicialmente, é constituída por tetraedros. Para a criação de uma malha deste tipo, a geometria é sujeita a duas etapas: a primeira é a criação de pontos que contornam a geometria, e a segunda é a definição da conectividade destes pontos através das células tetraédricas, como se pode observar na Figura 4.7.



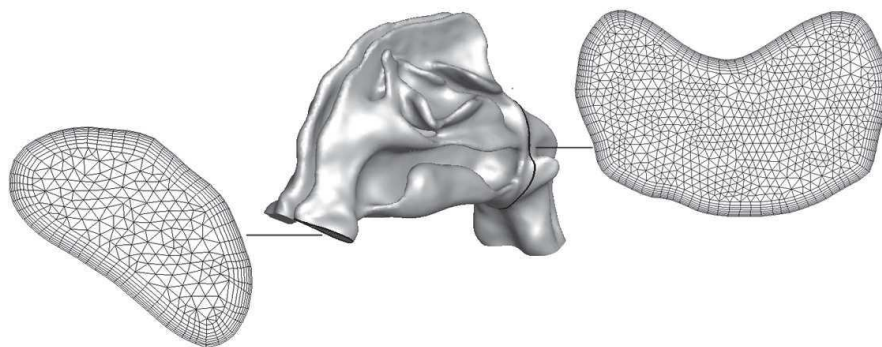
*Figura 4.7 – Processo de criação de uma malha não-estruturada [57].*

Dentro do processo de criação de malha, estas duas etapas são definidas separadamente, permitindo uma maior flexibilidade e automação na representação de geometrias mais complexas. Por este motivo, esta tem vindo a ser a técnica de criação de malha mais utilizada nos programas de CFD comercializados. Recentemente tem-se dado um desenvolvimento muito focado na criação de células poliédricas no interior do domínio. Esta nova geometria das células permite manter a flexibilidade que os tetraedros também apresentam, com a vantagem de não sofrerem da mesma sobrecarga quando criadas malhas de grandes dimensões. Outra vantagem que os poliedros exibem, é a redução no número total de células. Isto acontece, pois, a criação dos poliedros pode ser vista como a agregação de tetraedros, o que por sua vez também diminui o número de células envolvidas. O seu maior tamanho e maior número de células adjacentes, causa um aumento no tempo de operação por célula, mas como a quantidade total das mesmas diminui, é possível manter a exatidão nos resultados obtidos com maior eficiência computacional. Na Figura 4.8 pode-se observar e comparar as diferentes geometrias de elementos das malhas [57].

Para além destas, ainda existe uma prática que tenta aproveitar as vantagens de ambas as malhas, denominando-se como malha híbrida, representada na Figura 4.9.



**Figura 4.8** – Comparação entre as várias geometrias dos elementos das malhas faladas anteriormente (adaptado de [57]).



**Figura 4.9** - Exemplo de uma malha híbrida [57].

Nestes casos, cria-se uma zona de malha de inflação nas fronteiras da geometria. Estas zonas são constituídas por elementos prismáticos ou hexaédricos, enquanto o restante domínio é constituído por elementos tetraédricos ou poliédricos. Deste modo, pode-se garantir uma zona refinada, de maior densidade em regiões onde os efeitos da camada limite são importantes, principalmente em estudos em regime turbulento. Assim, também é possível reduzir o número de elementos da malha nestas zonas da geometria, mantendo, ou até mesmo melhorando, a qualidade dos resultados obtidos, e ainda diminuindo o poder computacional necessário para a resolução [58].

Para avaliar a qualidade de uma malha existem dois indicadores fundamentais: qualidade ortogonal e assimetria da malha, na literatura inglesa *orthogonal quality* e *mesh skewness*, respetivamente. Estes dois parâmetros têm um papel fundamental na precisão e fidelidade dos resultados. Qualidade ortogonal faz referência ao alinhamento dos elementos da malha em relação à direção do fluxo local, sendo fundamental para a minimização de erros de interpolação e melhorando a estabilidade da simulação. Esta é avaliada com valores de 0 a 1, onde quanto maior for o número melhor será a qualidade da malha, alcançando valores aceitáveis a partir do 0,15 e excelentes a partir do 0,95. Já a assimetria da malha,

também definida com valores de 0 a 1, é inversa à anterior, alcançando valores aceitáveis a partir do 0,94 e excelentes a partir do 0,25. Nesta métrica, quanto menor for o número, melhor será a qualidade da malha. Isto deve-se ao facto, de se estar a avaliar a distorção de elementos individuais, com menores valores a indicar menor quantidade de células enviesadas. Assim se evita problemas na convergência, principalmente em malhas complexas.

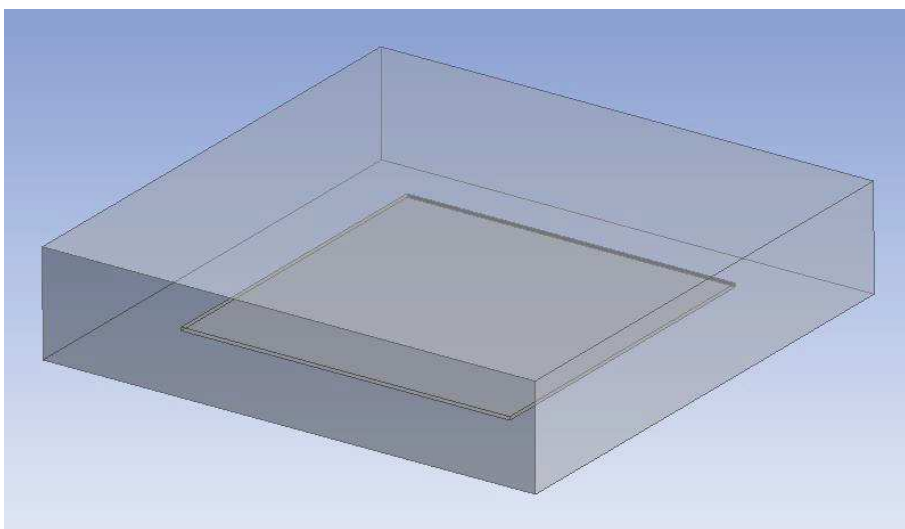
#### 4.4. Validação do programa

No capítulo 4.2, decidiu-se que o ANSYS seria o programa a utilizar para os estudos que serão realizados. Apesar desta escolha ter sido justificada anteriormente, é necessário perceber se o programa em causa é capaz de realizar os cálculos corretos das condições que serão estipuladas. Esta validação não terá em conta o escoamento de fluido em si, pois este tipo de cálculo é o foco principal do ANSYS *Fluent*, logo não será necessário comprovar o mesmo. Porém, para as simulações a realizar, a presença de radiação solar será um fator que irá ter uma influência de grande importância nos resultados, e assim sendo, é essencial validar os modelos que o programa oferece.

De forma a fazer esta validação, é necessário encontrar um problema, relativamente simples, cuja solução por método analítico seja conhecida, e comparar a mesma com a solução obtida através da simulação. Para isto, utilizou-se o manual *Heat Transfer*, de J. P. Holman, que referencia o cálculo de transmissão de calor por radiação, e no final de cada capítulo apresenta exercícios resolvidos, com cálculos intermediários [59]. O exemplo escolhido para comparação, é o 8-20 do manual. Aqui, toma-se uma simples placa exposta a um fluxo radiativo constante de  $700 \text{ W/m}^2$  e temperatura ambiente de  $25^\circ\text{C}$ . O objetivo será determinar a temperatura de equilíbrio da placa quando esta está pintada de branco, com uma absorvidade de 0,12 e emissividade de 0,9; e quando está pintada de preto, com uma absorvidade de 0,96 e emissividade de 0,95; e ignorando os efeitos de convecção.

Para começar, modelou-se uma placa de  $100 \times 100 \times 1 \text{ mm}$  e importou-se para o ANSYS. Dentro da ferramenta *DesignModeler*, criou-se uma envolvente, à qual se retirou o volume da placa do seu interior, demonstrado na Figura 4.10. A razão deste passo, deve-se ao facto de o problema implicar que apenas a superfície superior é exposta ao valor da radiação mencionado. Desta forma, ao criar este volume, pode-se definir a superfície

superior como sendo uma condição de fronteira de entrada com os  $700 \text{ W/m}^2$  de radiação, não tendo de haver preocupação com a orientação da mesma no modelo de radiação no *Setup*. Foram realizadas algumas tentativas do cálculo sem a utilização desta envolvente, porém levantou-se sempre dúvidas relativamente à intensidade e direção do fluxo radiativo observados na solução, de modo que esta foi a forma que garantiu que estes parâmetros tivessem o comportamento desejado. Contudo, nos casos de estudo, não será necessário utilizar este passo, uma vez que se tratará de casos reais de radiação solar, onde esta varia de intensidade e direção com o tempo. Será então, utilizada a calculadora solar incluída no modelo de radiação do ANSYS *Fluent* para determinar estes parâmetros.

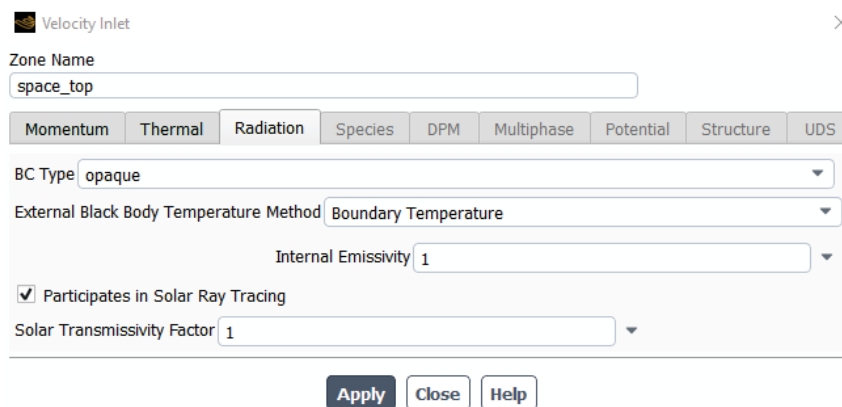


*Figura 4.10 – Demonstração do volume envolvente da placa em estudo.*

Com o volume criado, gerou-se uma malha tetraédrica simples e nomearam-se as diferentes superfícies da envolvente e da placa. Este processo de criação de malha não será abordado em detalhe neste capítulo, pois o foco do mesmo é validar o cálculo da radiação. Todavia, o procedimento é o mesmo utilizado para os casos de estudo, pelo que se terá uma análise aprofundada mais à frente no documento, no capítulo 4.5.1. Com isto, pode-se começar a definir os modelos e condições de fronteiras a utilizar no *Setup*. Para começar, uma vez que se irá tratar de cálculos de transmissão de calor, é necessário ativar a equação de energia, e manter a simulação em regime estacionário. Como não haverá fluxo de ar no estudo, pode-se definir o modelo de viscosidade laminar e deixar as propriedades do ar predefinidas. Para o modelo de radiação, optou-se por utilizar Ordenadas Discretas (DO, na literatura inglesa *Discrete Ordinates*), com rastreio de raios solares, na literatura inglesa *Solar Ray Tracing*, pois serão estes os mesmos modelos a utilizar no cálculo dos casos de

estudo. Neste menu, especifica-se então, a direção do vetor solar em  $Y=1$ , neste caso sendo o eixo do Y o eixo vertical, com o valor de irradiação solar direta  $700 \text{ W/m}^2$  e  $0 \text{ W/m}^2$  para a irradiação solar indireta, como é indicado no enunciado do exemplo do manual.

Relativamente às condições de fronteira, há quatro a definir. A superfície superior do volume envolvente, deverá ser do tipo entrada de velocidade, como referido anteriormente. Para os parâmetros da mesma, a velocidade será zero, pois não haverá fluxo de ar e apenas é do nosso interesse indicar a temperatura de 298 K (temperatura ambiente do exemplo na unidade de temperatura K) no menu de *Thermal*, e os valores de emissividade interna e fator de transmissividade solar 1, observado abaixo na Figura 4.11. As restantes superfícies que constituem o volume envolvente, serão do tipo parede, com a única condição térmica sendo temperatura constante, a 298 K.



**Figura 4.11** – Edição dos parâmetros da superfície de entrada no ANSYS Fluent.

As condições de fronteira da placa irão ser definidas de igual forma, sendo ambas do tipo de parede e com condições térmicas de radiação. Porém, somente a superfície superior terá valor de absortividade. Começando com o caso da placa branca, o valor de emissividade 0,9 é colocado no menu *Thermal* e no *Radiation*, e o valor de absortividade de 0,12 é colocado no menu *Radiation*, conforme mostra a Figura 4.12. Para o cenário da placa preta, apenas são alterados estes valores para os referentes à superfície preta, sendo neste caso absortividade 0,96 e emissividade 0,95.

Com estes passos concluídos, as condições de fronteira estão definidas e pode-se avançar para a execução da simulação. A temperatura inicial da placa, neste caso será a temperatura ambiente de 298 K, que se pode estabelecer no menu de inicialização. Relativamente ao número de iterações, optou-se por 150 numa primeira abordagem, e após

finalização verificou-se que estas são suficientes para a estabilização dos valores de temperatura.

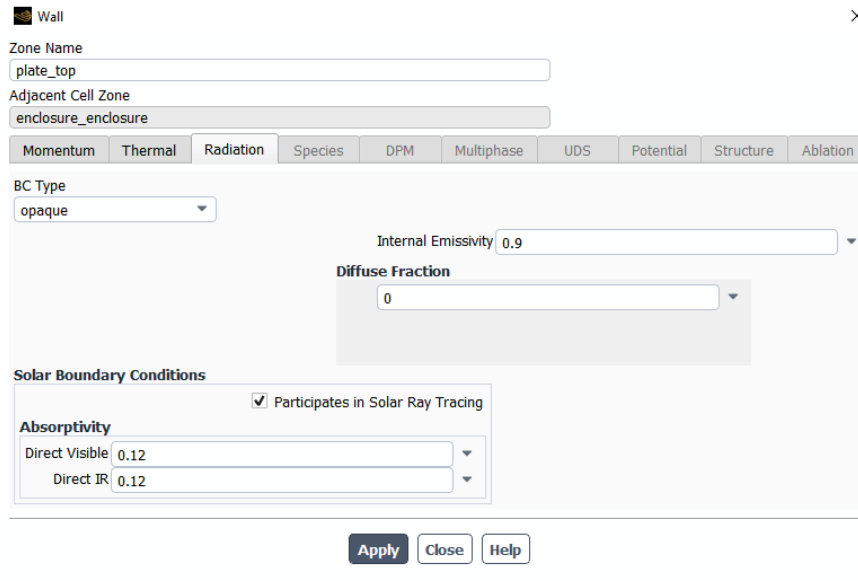


Figura 4.12 – Parâmetros de radiação definidos no ANSYS Fluent.

Utilizando a equação 4.1 para o cálculo de poder emissivo, o qual pode-se resolver em ordem da temperatura, tem-se que [59]:

$$Q \cdot \alpha = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_a^4) \quad 4.1$$

Onde:

Q – poder emissivo [ $W/m^2$ ]

$\alpha$  – absortividade

$\varepsilon$  – emissividade

$\sigma$  – constante Stefan-Boltzman ( $5,66 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$ )

T – temperatura final [K]

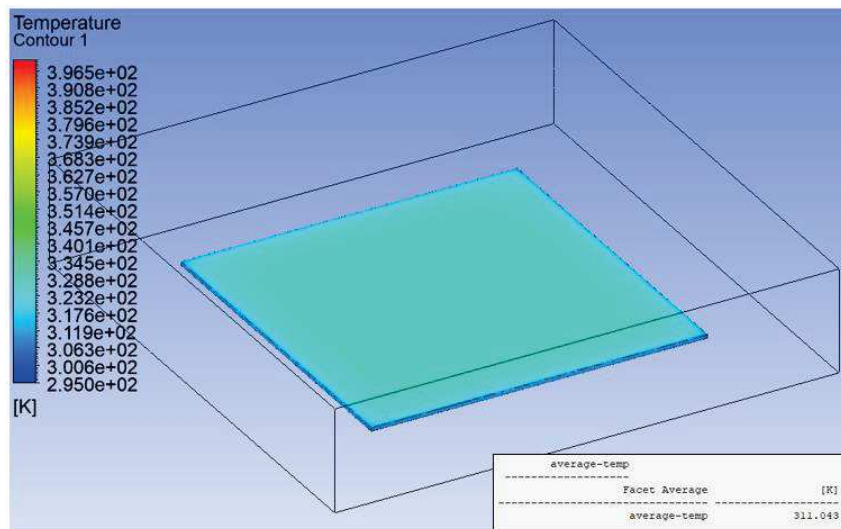
$T_a$  – temperatura ambiente [K]

Substituindo os termos conhecidos pelos seus valores, e resolvendo em ordem da temperatura, pode-se calcular as temperaturas finais de ambas as placas, apresentadas na Tabela 4.2. Com estes valores, pode-se então fazer a comparação entre os diferentes métodos para o cálculo da temperatura de equilíbrio de cada uma das placas.

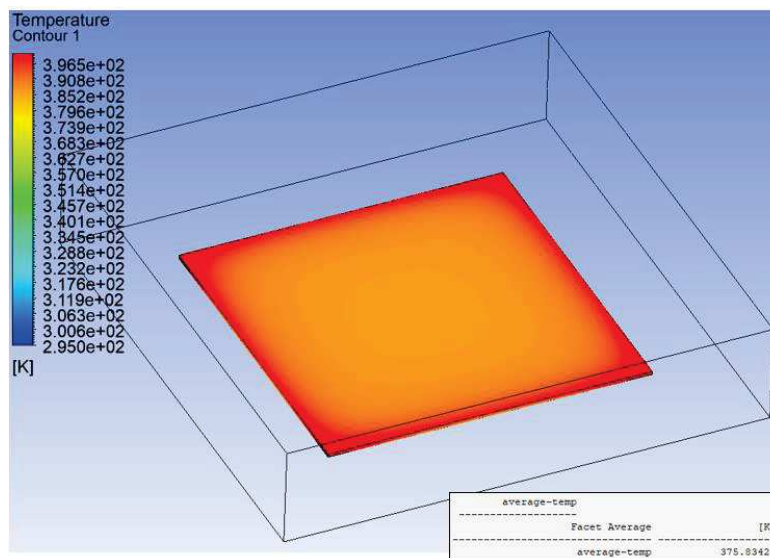
*Tabela 4.2 – Resultados obtidos analiticamente para as placas branca e preta.*

	Temp. final [K]
Placa branca	312,5
Placa preta	377,8

Os resultados obtidos através do ANSYS podem ser observados na Figura 4.13 e Figura 4.14 para a placa branca e para a placa preta, respectivamente.



*Figura 4.13 – Resultados obtidos no ANSYS para a placa branca.*



*Figura 4.14 – Resultados obtidos no ANSYS para a placa preta.*

Fazendo a comparação de acordo com a Tabela 4.2 e as Figura 4.13 e Figura 4.14, verifica-se que o valor para a temperatura da placa branca é de 312,5 K, para o cálculo analítico, e 311 K, para o cálculo numérico, representando apenas uma diferença de 1,5 K (correspondendo a uma diferença de 0,5%). Para a placa preta, tira-se a temperatura 377,8 K, para o cálculo analítico, e 375,8 K, para o cálculo numérico, mais uma vez com um erro mínimo, neste caso de 2 K (correspondendo a uma diferença de 0,5%). Assim sendo, pode-se validar a utilização do ANSYS para os cálculos necessários para os casos de estudo.

## **4.5. Casos de estudo**

### **4.5.1. Modelo simplificado**

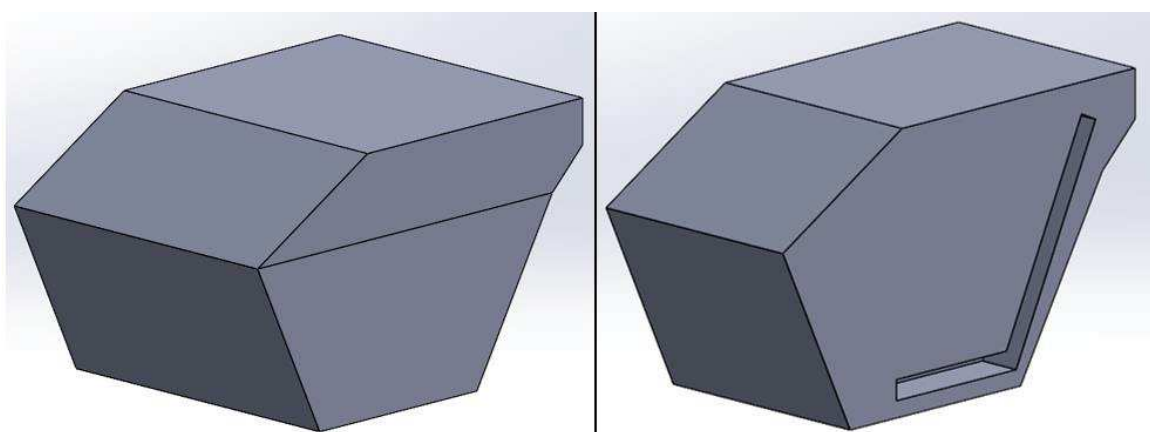
Para a realização das simulações através do ANSYS, foi criado, inicialmente, um modelo simplificado do veículo, apresentado na Figura 4.15a, que será estudado. Como se pode verificar através da Figura 4.2, o modelo original apresenta várias superfícies com características complexas, como por exemplo, ângulos compostos e arredondamentos de arestas que alterarão os resultados pretendidos, mas que aumentam significativamente o poder computacional necessário e, conseqüentemente, o tempo de simulação. Ainda, como se trata do modelo completo criado pelo desenvolvimento e construção do veículo, também há elementos como rodas, travões, suspensão, e outros componentes mecânicos, que não influenciam o estudo em causa. Com isto, para a construção do modelo simplificado considerou-se apenas as superfícies que limitam o habitáculo, ou seja, tejadilho, portas, vidros, chão e as paredes frontal e traseira; construídas através de superfícies planas, mantendo-as o mais simples possível. De modo a manter o modelo o mais representativo da realidade, teve-se em especial atenção, manter os valores de área de cada superfície o mais próximo possível das áreas verdadeiras e manter o ângulo que o vidro do para-brisas tem com o plano horizontal. A comparação entre as áreas pode ser observada na Tabela 4.3.

Adicionalmente, foram modelados dois bancos no interior do veículo, pois estes serão um fator muito influente no cálculo da temperatura máxima. Isto deve-se ao facto de o ar ser um meio não participativo, significando que não haverá absorção de radiação por meio do mesmo, fazendo que o aumento de temperatura será causado pela absorção da radiação incidente nas outras superfícies que irão, por sua vez, aquecer o ar por convecção. Inicialmente, os assentos foram criados através da extrusão do perfil lateral e definidos,

posteriormente, como corpos sólidos dentro do modelador do ANSYS, porém após análise de resultados verificava-se que existia variações de velocidade do ar no seu interior. De modo a corrigir este fenómeno, substituiu-se o processo de extrusão por um de corte, mostrado na Figura 4.15b, colocando o interior dos bancos fora do domínio, fazendo a correção do mesmo através da definição de uma espessura nas condições de fronteira.

*Tabela 4.3 – Comparação entre os valores reais e os valores do modelo simplificado*

Secção	Área Real [m <sup>2</sup> ]	Área Simplificada [m <sup>2</sup> ]	Diferença (erro)
<b>Para-brisas</b>	0,6277	0,6261	0,0016 (-0,25%)
<b>Vidros laterais</b>	0,3190	0,3736	0,0546 (+17,12%)
<b>Portas</b>	0,7737	0,7213	0,0523 (-6,76%)
<b>Tejadilho</b>	0,9797	1,0568	0,0771 (+7,87%)
<b>Vidro traseiro</b>	0,0939	0,1632	0,0693 (+73,78%)
<b>Chão</b>	1,2756	0,7750	0,5006 (-39,24%)



*Figura 4.15 - Modelo simplificado utilizado nos estudos numéricos- a (esquerda), com detalhe do corte dos bancos – b (direita).*

Ao importar o modelo simplificado para o ANSYS, teve-se em conta o facto de ser desejado realizar diferentes estudos com diferentes velocidades do ar exterior, simulando o

mesmo estar a movimentar-se a diferentes velocidades. Para este efeito pensou-se em dois métodos diferentes de representar esta alteração de velocidade de movimento. A primeira abordagem, foi o de criar um volume de controlo ao redor do modelo da Figura 4.15a, semelhante ao que foi feito no caso apresentado no capítulo de validação do programa, onde seria colocado uma entrada de ar em frente do modelo e uma saída a atrás, a uma distância suficiente para que não houvesse efeitos de turbulência indesejados causados pelos limites do próprio volume de controlo. Contudo, este método apresentou certas desvantagens, das quais a principal seria o maior poder computacional necessário para cada estudo realizado, algo que se tem tentado evitar sempre que possível, devido às limitações da máquina usada. Poderia diminuir-se o peso computacional de cada simulação ao remover o modelo do interior do volume, mas isto apresentaria novos problemas, como a exclusão por completa dos bancos, algo que já foi referido anteriormente como sendo um fator significativo para o cálculo da carga no interior do habitáculo. Assim sendo, optou-se por uma segunda abordagem, que focar-se-ia no cálculo do coeficiente de transmissão de calor, que seria introduzido manualmente nas condições de fronteira no ANSYS, onde a alteração do valor de velocidade seria representada pelo cálculo do coeficiente de convecção.

Relativamente à criação da malha, esta é feita dentro do ANSYS. Conforme explicado no capítulo 4.3, o ideal será a criação de uma malha poliédrica com uma malha de inflação ao redor do domínio, e será esta malha que vai ser criada para o modelo. Porém, dentro do menu *Mesh* do ANSYS não é possível criar imediatamente uma malha poliédrica. Primeiro, foi criada uma malha tetraédrica e converteu-se em poliédrica, posteriormente no *Setup*. Para a criação de malha de geometria específica, é necessário inserir um método de conformidade de malha, e posteriormente seleccionar o método pretendido, neste caso tetraédrica.

Após especificada o tipo de malha, adicionou-se a malha de inflação. Para a criação da mesma, foi necessário determinar as fronteiras onde se deseja que seja feito este controlo. Neste caso, seleccionou-se todas as superfícies exceto os bancos, pois serão estas as condições de fronteira que separam o volume de estudo do meio onde este estará colocado. Existem alguns parâmetros que podem ser ajustados para melhor controlo desta malha. Para simplificar e não sobrecarregar a malha, mantiveram-se as definições predefinidas, uma vez que a opção de transição suave proporciona boas características de resolução para modelos com malha tetraédrica aplicada.

O último parâmetro a ter em consideração antes de gerar uma malha para o modelo, é o tamanho de elemento. Apesar de se estar a referir este parâmetro por último, este terá o maior impacto na qualidade final da malha. Para as simulações realizadas durante este estudo, definiu-se o tamanho de elemento com 0,04 metros. Este valor foi o que melhor conseguiu equilibrar uma boa qualidade de malha e resultados, com um menor tempo computacional necessário. Na Figura 4.16 observam-se os valores da qualidade ortogonal e assimetria da malha, onde o valor médio dos mesmos é de 0,73 e 0,26, respetivamente, demonstrando uma qualidade de malha muito boa (com valores acima dos 0,70 sendo muito bons e abaixo dos 0,25, respetivamente).

Quality		Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors	Check Mesh Quality	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.9)	<input type="checkbox"/> Target Skewness	Default (0.9)
Smoothing	Medium	Smoothing	Medium
Mesh Metric	Orthogonal Quality	Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	0.20048	<input type="checkbox"/> Min	2.229e-004
<input type="checkbox"/> Max	0.99611	<input type="checkbox"/> Max	0.79952
<input type="checkbox"/> Average	0.73152	<input type="checkbox"/> Average	0.26525
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.13652	<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.13645

*Figura 4.16 – Qualidade ortogonal (esquerda) e assimetria da malha (direita) da malha gerada.*

Antes de se importar o modelo com a malha criada para *Setup*, é necessário nomear as diferentes superfícies. É este passo que irá permitir aplicar diferentes condições de fronteira para cada superfície, uma vez que todas elas são compostas por materiais diferentes e, por isso, terão propriedades térmicas diferentes.

#### 4.5.2. Condições de fronteira

Para a determinação das condições de fronteira, foi primeiro necessário saber quais os materiais que constituem cada painel da envolvente do habitáculo, a sua espessura e as características dos respetivos materiais. Estas características já foram abordadas em 4.1, na apresentação do veículo.

Com esta informação, foi possível calcular o coeficiente global de transmissão de calor para cada superfície, seguindo as equações 4.2 e 4.3, de modo a introduzir os valores no ANSYS. Para alguns destes materiais, tais como corticite, tela asfáltica, manta de isolamento acústico, e ABS, as fichas técnicas foram fornecidas (Anexos 2-5). Porém, para os restantes

materiais não foram fornecidas fichas técnicas, pelo que os valores atribuídos são aproximações dos valores comuns médios para o mesmo tipo de material [60].

$$R_T = h_c + \frac{e}{k} \quad 4.2$$

Onde:

$R_T$  – Resistência térmica [ $m^2.K/W$ ]

$h_c$  – Coeficiente de transmissão de calor por convecção interior [ $m^2.K/W$ ]

$e$  – Espessura [m]

$k$  – Condutividade térmica [ $W/m.K$ ]

$$U = \frac{1}{R_T} \quad 4.3$$

Em que:

$U$  – coeficiente global de transmissão de calor [ $W/m^2.K$ ]

Na criação dos materiais que compõem o modelo em estudo, que serão os referidos anteriormente, é necessário especificar a massa específica, calor específico, condutividade térmica e coeficiente de absorção dos mesmos. Como aqui se trata de superfícies constituídas por vários materiais, no caso da massa específica ( $\rho$ ), calor específico ( $c_p$ ) e absorvidade ( $\alpha$ ), foi tomado em conta a relação de cada um destes materiais individuais para a totalidade da superfície que este compõe, e calculada com base nesse rácio o valor final correspondente à parede de que trata. Já para o cálculo da condutividade térmica, apenas é necessário calcular o quociente entre a espessura total da parede e a resistência térmica apenas dos materiais, excluindo o coeficiente de convecção da equação 4.2. As paredes da frente e detrás do habitáculo, não necessitarão de valores para o cálculo da radiação, tais como emissividade ( $\epsilon$ ) e absorvidade, uma vez que estas zonas não terão radiação incidente. As propriedades consideradas dos diversos materiais constituintes do habitáculo estão representadas na

Tabela 4.4.

Para obter os valores do coeficiente de convecção, recorreu-se ao manual da Carrier [61]. Os valores são referidos para velocidades de ar de 29 km/h ( $35 m^2.K/W$ ) e 12 km/h (52

m<sup>2</sup>.K/W), onde a partir dos mesmos é possível realizar uma regressão linear, representada pela equação 4.4, para calcular o coeficiente de convecção para qualquer velocidade do ar desejada.

$$h_c = v_{ar} \cdot 1,978 + 12,64 \quad 4.4$$

*Tabela 4.4 – Propriedades dos materiais constituintes do habitáculo do veículo*

<b>Material</b>	<b><math>\rho</math> [kg/m<sup>3</sup>]</b>	<b><math>k</math> [m<sup>2</sup>.K/W]</b>	<b><math>c_p</math> [J/kg.K]</b>	<b><math>\epsilon</math></b>	<b><math>\alpha</math></b>
<b>Fibra vidro</b>	2500	0,03	800	0,9	0,2
<b>Fibra vidro c/PCM</b>	2800	0,02	600	0,9	0,1
<b>ABS</b>	1050	0,1	1150	0,95	0,05
<b>Alumínio</b>	2700	205	900	0,03	0,2
<b>Corticite</b>	250	0,055	2100	0,9	0,2
<b>Manta acústica</b>	500	13,16	1200	-	-
<b>Espuma PU</b>	32,5	0,030	1500	0,9	0,65
<b>Vidro</b>	2500	1	800	0,9	0,1

Para a temperatura exterior de projeto, seguiu-se os dados fornecidos no Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE) [62]. Uma vez que o objeto em estudo é um veículo, não haverá apenas uma localização para a qual este deve ser projetado, pois ao contrário de um edifício, este veículo poderá mover-se entre várias localidades. Uma maneira de se abranger qualquer cenário possível num só estudo, seria selecionar o pior caso possível e realizar o estudo nessas condições. Porém, a ocorrência do pior caso possível é rara. Uma vez que se trata de um veículo pessoal desportivo, a eventualidade de não se conseguir satisfazer a condição de conforto térmico

nesses dias, não apresentará nenhum risco. Assim sendo, escolheu-se a cidade de Lisboa, visto que é um veículo nacional, e esta é a maior cidade do país, também com o maior número de habitantes. Deste modo, ao realizar o estudo para estas condições, estatisticamente, estará a abordar-se a maior parte dos casos. É então definida uma temperatura exterior de 32 °C.

Quanto às formulações utilizadas no ANSYS *Fluent*, usou-se o modelo de escoamento baseado na pressão, uma vez que o modelo baseado na densidade é mais adequado para estudos de grandes valores energéticos e neste estudo apenas se esperam pequenas movimentações de ar, devido ao aquecimento pela radiação e convecção natural. Originalmente, este modelo foi projetado para estudos de escoamentos incompressíveis de baixas velocidades, enquanto o modelo baseado na densidade foi projetado para ser mais indicado para escoamentos compressíveis de alta velocidade. Atualmente, este já não é o caso, pois ambos os modelos foram reformulados para poderem ser utilizados em condições para além daquelas entendidas para a sua aplicação inicial. Mas por simplicidade manter-se-á o modelo baseado na pressão.

Para a formulação da velocidade, esta deixou-se como formulação absoluta devido a, mais uma vez, a movimentação do ar ser pouca. A formulação de velocidade relativa seria mais indicada para casos onde o escoamento, em grande parte do seu domínio, está a rodar. Ainda se ativou os efeitos de gravidade, para contabilizar também os movimentos do ar no interior do habitáculo causado pelas mudanças de densidade no ar, devido pelo aumento de temperatura, verificando pequenas deslocações no ar do interior do habitáculo.

De seguida, ativam-se as equações de energia, como já referido no capítulo 4.4, visto que se irá trabalhar com transferências de calor. Posteriormente, definiu-se o modelo de viscosidade para *k-omega SST (Shear-Stress Transport)*. Juntamente com este modelo, foi também analisado o modelo de *k-epsilon*. Enquanto o modelo base de *k-omega* foi baseado no modelo de David C. Wilcox em [63], onde este foi desenvolvido para, entre outros, casos com baixos número de Reynolds provocando melhor exatidão em condições perto de paredes; o modelo *k-epsilon*, inicialmente assumia o escoamento em regime turbulento em todo o seu domínio, sendo preferencial o seu uso em escoamentos livres [64]. Porém, ambos os modelos foram continuamente trabalhados de modo a incluir uma maior variedade de condições. Uma destas remodelações é *k-omega SST* proposto por Florian R. Menter em [65], que inclui o modelo base *k-omega* assim como uma transformação de *k-epsilon*. Com

isto, é possível utilizar *k-omega* para as regiões mais próximas das camadas limite, passando automaticamente para *k-epsilon* em zonas de escoamento livre.

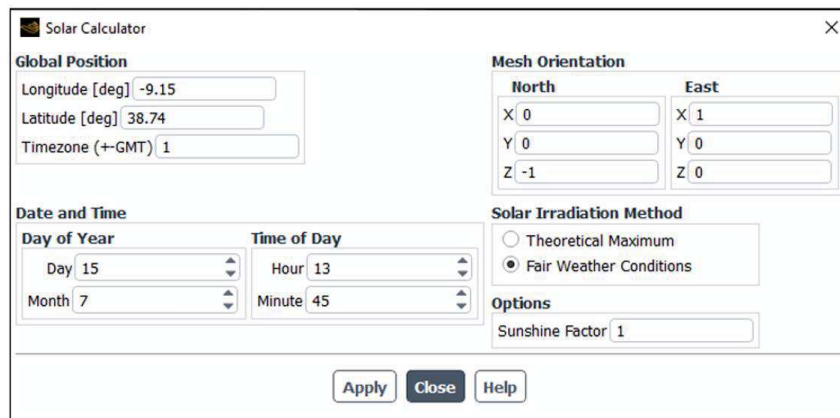
Por último, o modelo de radiação foi definido, tendo sido a seleção do mesmo significativamente direta. Isto deve-se ao facto de grande parte das superfícies dos habitáculos automóveis serem os vidros, constituintes das janelas, representando um fator de grande importância para um estudo de radiação solar; onde apenas o modelo DO contabiliza a modelação de superfícies semitransparentes, tendo sido este o modelo selecionado. Além disso, o modelo DO é dos mais completos presentes no ANSYS, sendo indicado para toda a gama de valores de espessura ótica, computando dispersão da radiação, efeitos de particulados, e radiação seletiva, ou radiação não cinzenta, entre outras características menos influentes para este estudo. Contudo, o facto do modelo DO ser mais completo e preciso na obtenção de resultados, vem ao custo de poder computacional adicional e maior tempo de processamento dos estudos, caso sejam utilizados todos estes cálculos. Porém, os cenários dos casos de estudo não implicam a utilização dos mesmos.

Ainda no modelo de radiação DO, utilizou-se um modelo de carga solar, mais especificamente o *Solar Ray Tracing*. Inicialmente, tentou-se utilizar o modelo de carga solar de Irradiação Solar, na literatura inglesa *Solar Irradiation*, uma vez que este modelo aparentava satisfazer as condições desejadas para o estudo e é um modelo mais simples e com menor peso computacional. Mas surgiram vários problemas com os resultados obtidos.

Nestes primeiros resultados obtidos, um dos maiores problemas observados foi que, dificilmente, se conseguiu executar a orientação desejada para o modelo, provocando elevados valores de radiação incidente em partes do modelo onde a mesma deveria ser menor, com mínima ou nenhuma variação com a mudança das coordenadas da orientação da malha. O fator que provocou esta condição nos resultados, é o modo como este modelo realiza os cálculos da energia solar, comparativamente ao *Solar Ray Tracing*. No *Solar Ray Tracing*, o algoritmo é capaz de prever a fonte de energia da radiação solar incidente e modelar um feixe através do vetor da posição solar indicado, e aplicá-lo a qualquer zona especificada, determinando automaticamente sombreamentos causados por certas superfícies nas restantes e calculando o fluxo de calor resultante da radiação incidente nas superfícies. Já o *Solar Irradiation* realiza um cálculo mais simples, não contabilizando este fluxo de calor, mas sim criando fontes de calor nas paredes. Deste modo, causa que a parede

com radiação incidente reage, na sua totalidade, como uma fonte de calor, e não apenas a porção da mesma onde a radiação incide.

Concluindo o modelo de radiação, usou-se a calculadora solar integrada no ANSYS para determinar o valor da irradiação solar e a sua orientação. Aqui foi introduzida uma orientação da malha, tal que o vidro do para-brisas esteja sujeito à maior exposição solar, Figura 4.17. Estes valores foram comparados com os valores para as mesmas coordenadas obtidos através do Sistema de Informação Geográfica Fotovoltaica (PVGIS, na literatura inglesa *Photovoltaic Geographical Information System*) (Anexo 1). Os valores das coordenadas do vetor, mostrados na Figura 4.18, apresentam uma maior componente no eixo do Y (0,955), que representa o eixo vertical, e no eixo do Z (0,297), que representa o eixo horizontal, com o para-brisas na direção positiva.



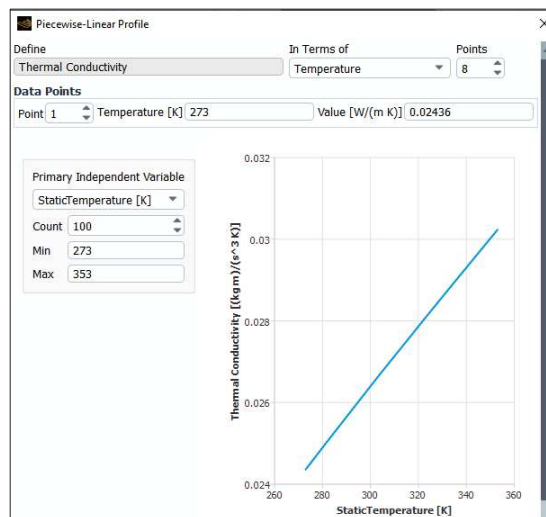
**Figura 4.17** – Dados inseridos na Calculadora Solar do ANSYS.

```
Fair Weather Conditions:  
Sun Direction Vector: X: -0.00988716, Y: 0.954862, Z: 0.296884  
Sunshine Fraction: 1  
Direct Normal Solar Irradiation (at Earth's surface) [W/m^2]: 874.386  
Diffuse Solar Irradiation - vertical surface: [W/m^2]: 83.8775  
Diffuse Solar Irradiation - horizontal surface [W/m^2]: 118.567  
Ground Reflected Solar Irradiation - vertical surface [W/m^2]: 95.3485
```

**Figura 4.18** – Valores obtidos de radiação utilizados para as simulações (obtidos através da Calculadora Solar).

Apesar da radiação incidente direta de ambas as fontes não serem exatamente iguais, os seus valores são próximos o suficiente para não se considerar necessária qualquer modificação no ANSYS. Ainda se considerou que nem toda a radiação incidente é direta, pois parte desta é absorvida pelas nuvens e poeiras na atmosfera, que por sua vez emitem esta radiação por forma difusa. Com isto, determinou-se uma percentagem de radiação difusa de 20%, para um dia limpo, típico de verão.

Adicionalmente, existe a necessidade de caracterizar as propriedades do ar, de modo a replicar o comportamento que este terá no interior do habitáculo durante as diferentes condições que se podem encontrar. Como a densidade do ar não irá manter-se constante devido à diferença de temperatura que se espera obter, seguiu-se o modelo de Boussinesq. Também seria possível optar pelo modelo de gás ideal incompressível, pois ambos contabilizam a variação de densidade do fluido. Contudo, o modelo de Boussinesq requer menos poder computacional, e os resultados obtidos entre os dois não têm grandes alterações. Para a condutividade térmica, foi definida uma função linear parcial, na literatura inglesa piecewise-linear, com 8 pontos, conforme mostra a Figura 4.19, para adaptar a mesma às mudanças de temperatura sofridas.



**Figura 4.19** – Função definida para a condutividade térmica.

Para a viscosidade também seria possível escolher entre dois modelos, o modelo de Sutherland e o modelo da Lei de Power. Para os casos de estudo, o modelo de Sutherland acabou por ser o preferido, uma vez que é utilizado principalmente para gases e é mais simples, enquanto o modelo da Lei de Power é mais complexo e versátil, podendo ser aplicado tanto em gases como em líquidos. Já o calor específico manteve-se constante, a 1008 J/kg.K; e o coeficiente de absorvidade nulo, visto que o ar é um meio não participativo e não irá absorver radiação solar.

### 4.5.3. Caso de estudo 1: Temperatura máxima no interior do habitáculo – veículo parado

O primeiro estudo realizado foi com o objetivo de determinar qual a temperatura máxima que o habitáculo atinge quando o veículo se encontra imóvel, exposto à radiação solar. Uma vez que se procura arranjar uma solução de climatização capaz de garantir o conforto térmico no interior do habitáculo, este valor será o ponto de partida para a carga necessária a retirar, para que se verifique conforto num caso crítico.

Para a execução deste primeiro caso de estudo, recorreu-se a uma simulação de regime estacionário, uma vez que apenas se esperou obter a condição de equilíbrio do sistema, ou seja, a temperatura máxima alcançável no interior do habitáculo para as condições delineadas, e não as variações da mesma ao longo do tempo. Desta forma, também foi possível reduzir o tempo de realização da simulação e o poder computacional necessário. Ainda sobre este tipo de simulação, as condições de inicialização não apresentam qualquer impacto nos resultados obtidos, apenas as condições de fronteira definidas influenciam o resultado. Com isto, e sabendo um valor de temperatura aproximado do valor que pode ser obtido no final da simulação, é possível definir o valor estimado como temperatura de inicialização, de modo a reduzir as iterações necessárias para alcançar a convergência, diminuindo consequentemente, o tempo de computação sem prejudicar os resultados.

Para este caso de estudo, o veículo vai ser simulado estando estacionado, no entanto, mesmo parado há efeitos da velocidade do ar devido ao vento. Assim sendo, escolheu-se uma velocidade de ar de 7 km/h (1,94 m/s) para representar um dia calmo de verão, sem muito vento. Com este valor, e seguindo a equação 4.4, obteve-se um valor de 0,061 m<sup>2</sup>.K/W para o coeficiente de convecção. Com este valor calculado, as propriedades de cada superfície podem ser verificadas na Tabela 4.5. Não referido nesta tabela, está a emissividade. Os valores desta variável serão 0,9 para a emissividade exterior, referente à pintura automóvel, com exceção do chão que se utilizou a emissividade do alumínio; e para a emissividade interior utilizou-se os valores dos respetivos materiais que compõem a última camada de cada parede, referidos na

#### Tabela 4.4.

Assim sendo, pode-se aplicar estas propriedades nas condições de fronteira, tentando replicar ao máximo as condições presentes no veículo real. É de notar que para as superfícies

expostas à radiação solar, sendo estas as portas, vidros, tejadilho, e também o chão, que é exposto a radiação refletida e emitida pela estrada, é necessário definir no ANSYS que as condições térmicas pretendidas são mistas, isto significa que, estas estarão sujeitas a trocas de calor por radiação e convecção. Nas restantes paredes, à frente e atrás do veículo, apenas se considera a condição de convecção.

*Tabela 4.5 – Propriedades das superfícies envolventes do habitáculo*

Secção	Para- brisas	Vidros laterias	Portas	Teto	Vidro traseiro	Chão	Parede frontal	Parede traseira
<b>t [mm]</b>	4	4	14,34	6,18	4	16	7	5
<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	0,6261	0,4061	0,7213	1,0568	0,1682	0,7750	0,9579	0,7133
<b>h<sub>c</sub> [m<sup>2</sup>.K/W]</b>	0,061	0,061	0,061	0,061	0,061	0,061	0,13	0,13
<b>t/k [m<sup>2</sup>.K/W]</b>	0,004	0,004	0,328	0,220	0,004	0,795	0,36	0,065
<b>R<sub>T</sub> [m<sup>2</sup>.K/W]</b>	0,065	0,065	0,389	0,281	0,065	0,856	0,166	0,195
<b>U [W/m<sup>2</sup>.K]</b>	15,3846	15,3846	2,5696	3,5629	15,3846	1,1682	6,0267	5,1282
<b>ρ [kg/m<sup>3</sup>]</b>	2500	2500	1998,3	2562,7	2500	1950	1950	1950
<b>α</b>	0,1	0,1	0,125	0,181	0,1	0,215	-	-
<b>C<sub>p</sub> [J/kg.K]</b>	800	800	928,8	743	800	1029	-	-

Nas Figura 4.20 e Figura 4.21 está representado as condições de fronteira aplicadas na porta do condutor, com os valores anteriormente apresentados.

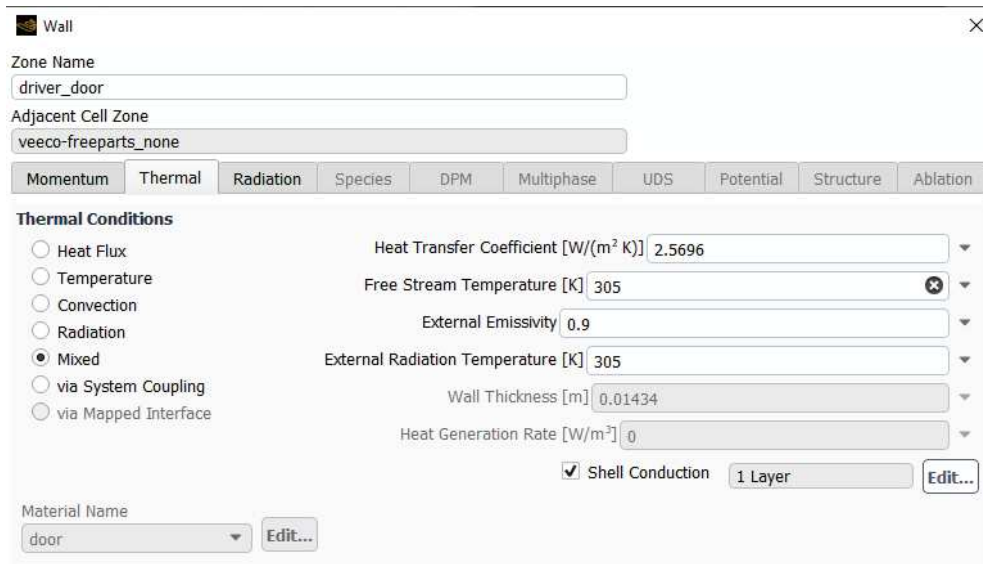


Figura 4.20 – Condição de fronteira da porta do condutor – Menu Thermal.

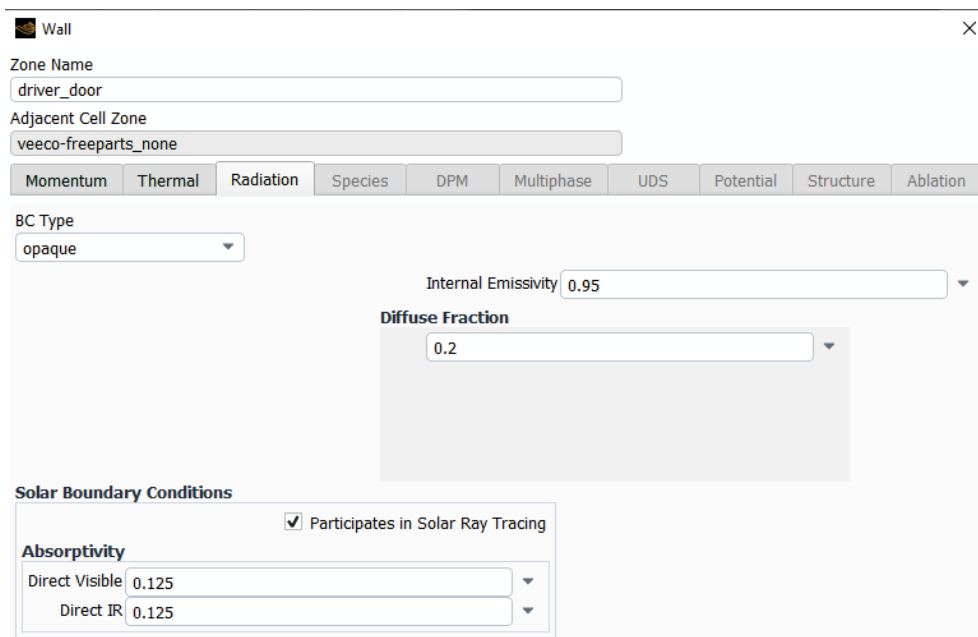


Figura 4.21 – Condição de fronteira da porta do condutor – Menu Radiation.

Finalmente, e para terminar o *Setup*, pode-se passar ao menu de *Solution* no ANSYS Fluent. Aqui, é indicada a temperatura de inicialização, isto é, a temperatura a que estará o habitáculo no início do cálculo. Como já foi referido anteriormente, este valor não terá impacto no resultado obtido, apenas ao definir o mesmo para um valor perto daquele que sabemos, ou esperamos, que seja o valor final, nos irá permitir reduzir o número de iterações necessárias para atingir convergência de valores, executando uma simulação mais

rápida. Para o caso, foi escolhida uma temperatura de inicialização de 325 K, que se aproxima mais do resultado esperado comparando com a temperatura ambiente. Para os números de iterações, escolheu-se 3500. Para chegar a este número, realizam-se algumas simulações com diferentes números de iterações, comparando os seus resultados. O limite máximo usado foram 6000 iterações, porém o tempo demorado por simulação era demasiado. Ainda, os resultados entre 3500 iterações e 6000 iterações permaneceram sem alterações significativas nos valores de temperatura, pelo que se optou por utilizar 3500 iterações. Foi confirmado que a escala de grandeza dos valores residuais era aceitável para considerar a simulação convergente.

#### **4.5.4. Caso de estudo 2: Temperatura máxima no interior do habitáculo – veículo em movimento**

No segundo caso de estudo, procurou perceber-se se haveria uma diferença significativa na temperatura máxima no interior do habitáculo quando este se encontra em movimento. Pode-se assumir que o pior caso para o estudo a realizar dá-se nas condições descritas no capítulo anterior. Porém, tendo em conta que o objeto em estudo é um veículo, estas condições só serão alcançadas quando o mesmo está estacionado e ninguém no seu interior, e alteram a partir do momento em que começa o seu deslocamento. Enquanto este estudo continua a ser importante, porque denota qual a temperatura que será sentida no momento de entrada no veículo e sobre a qual se iniciará o processo de arrefecimento, durante o seu uso, este valor não será atingido.

Desta forma, foram realizadas 6 simulações para diferentes condições de condução. As velocidades utilizadas foram 50 km/h, 65 km/h, 80 km/h, 95 km/h, 110 km/h e 120 km/h, simulando velocidades de condução em cidade (50 km/h) e velocidades de autoestrada (120 km/h), valores intermédios para que posteriormente se possa comparar e perceber a relação entre velocidade do ar e temperatura do habitáculo.

As condições de fronteiras dos materiais e condições ambientes (temperatura e radiação) mantiveram-se inalteradas do caso de estudo 1. A única alteração efetuada foi do coeficiente global de transmissão de calor, pois este é calculado através do coeficiente de convecção, conforme representado nas equações 4.2 e 4.3, que por sua vez é influenciado pela velocidade do ar. Seguindo a equação 4.4, calculou-se o coeficiente de convecção para todas

as velocidades, e conseqüentemente, o coeficiente global de transmissão de calor. As alterações destes valores conforme a velocidade do ar podem ser observadas na Tabela 4.6.

*Tabela 4.6 – Valores do coeficiente global de transmissão de calor (U) [W/m<sup>2</sup>.K] de acordo com a velocidade do ar.*

<b>Secção</b>	<b>7 km/h</b>	<b>50 km/h</b>	<b>65 km/h</b>	<b>80 km/h</b>	<b>95 km/h</b>	<b>110 km/h</b>	<b>120 km/h</b>
<b>Vidros</b>	15,3846	34,4828	40	45,4545	52,6316	55,5556	58,8235
<b>Portas</b>	2,5696	2,8315	2,8640	2,8888	2,9140	2,9226	2,9311
<b>Tejadilho</b>	3,5629	4,0872	4,1551	4,2076	4,2614	4,2796	4,2980
<b>Chão</b>	1,1682	1,2195	1,2255	1,23	1,2345	1,2361	1,2376

#### **4.5.5. Caso de estudo 3: Tempo de estabilização da temperatura com uso de ar condicionado**

Para este caso de estudo, já se considerou o uso do sistema de ar condicionado. O objetivo, era descobrir o tempo que demorará o sistema a colocar a temperatura no interior do veículo nas condições de conforto térmico, ou próximo das mesmas. Deste modo, aqui já foi indispensável a realização das simulações em regime estacionário, uma vez que nos irá interessar fazer esta análise em ordem do tempo.

Ao utilizar o regime transiente, requer algumas alterações nas formulações utilizadas. Partindo do tipo de solucionador, como no regime estacionário, este poderá ser baseado na pressão ou baseado na densidade. As vantagens e desvantagens para cada um destes mantêm-se no regime transiente, e irá utilizar-se igualmente o solucionador baseado na pressão, mas a escolha do mesmo irá ter impacto na maneira como se determina a estabilidade do escoamento. Caso fosse utilizado o solucionador baseado na densidade, nos métodos de resolução do ANSYS, ter-se-ia acesso à decisão do número de Courant. Este número é uma grandeza adimensional, e representa a relação da distância que uma partícula se desloca na malha por cada intervalo de tempo. De modo a obter um resultado mais preciso, este valor

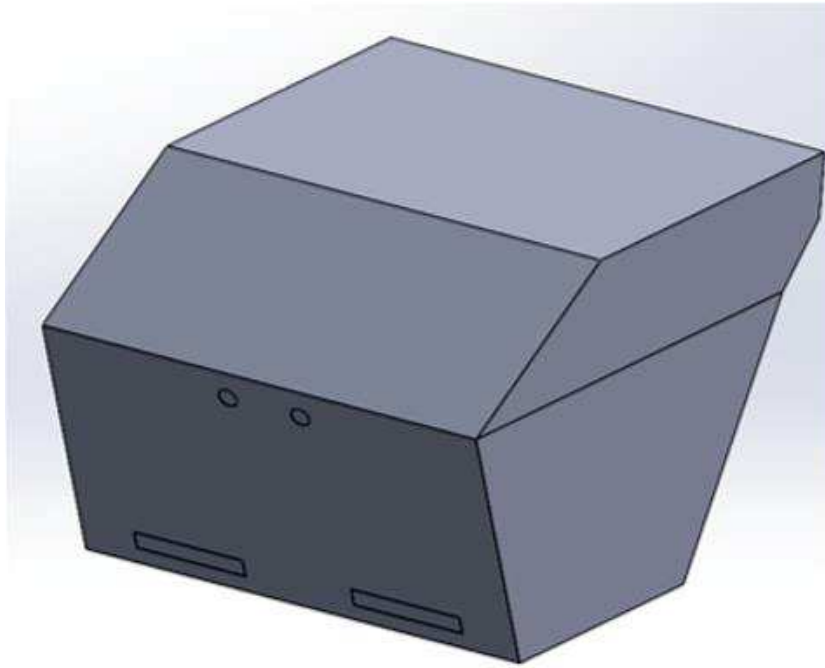
deverá ser no máximo igual a 1. Quando este é o caso, cada partícula permanece em cada célula da malha por 1 passo de tempo, garantindo um resultado satisfatório. No entanto, o número de Courant ao ultrapassar o valor de 1, os passos de tempo tornam-se demasiado extensos, fazendo com que partículas saltem determinadas células por completo, criando uma discrepância entre realidade e o que se observa das simulações. Valores do número de Courant muito baixos também não é um cenário desejável. Ao reduzir em demasia este valor, as partículas são estudadas múltiplas vezes na mesma célula. Isto irá devolver valores bastantes próximos do real, porém esta análise é feita ao custo de poder computacional e tempo de simulação. Assim sendo, de maneira a encontrar um equilíbrio entre estes extremos, o número de Courant a ser utilizado será de 1. Já para o solvente baseado na pressão, este controlo é feito através do intervalo de tempo estabelecido. À mesma se pode obter valores muito precisos ao reduzir o tamanho dos intervalos de tempo, ao custo do tempo que demorará a realizar a simulação, e valores mais instáveis ao aumentar este número, reduzindo o tempo de simulação. O valor definido para o tamanho dos intervalos de tempo foi 10 s, com 20 iterações por 360 intervalos de tempo. Assim são simulados 3600 s, equivalente a 1 h. Estes valores mostraram poucas diferenças nos resultados, comparativamente com menores intervalos de tempo, com uma redução bastante significativa no tempo de simulação.

Ainda, neste tipo de simulação a temperatura de inicialização irá ter impacto sobre os resultados. Esta é a temperatura obtida no caso de estudo 1, representando a temperatura no interior do habitáculo quando se liga o sistema de ar condicionado.

Para representar o sistema de ar condicionado no veículo, foram adicionados ao modelo 2 perfis circulares com 50 mm de diâmetro no centro do tablier como saídas do ar arrefecido, pois é o que está presente no veículo real, mostrado na Figura 4.22. Em adição a estas entradas de ar no habitáculo, precisa-se de juntar saídas de ar para se dar o equilíbrio. Estas saídas estão representadas na parte debaixo do habitáculo, perto dos pés dos ocupantes.

Com a adição destes perfis, foi necessário nomeá-los no menu de criação de malha. Deu-se a designação de “*inlet*” e “*outlet*” a estas zonas, fazendo com que o ANSYS reconheça automaticamente a função de cada uma. Para as condições de entrada de ar, quer-se especificar a velocidade, pelo que o tipo de fronteira deverá ser entrada de velocidade, apresentada como *velocity-inlet* no ANSYS. A partir do capítulo automóvel do manual da

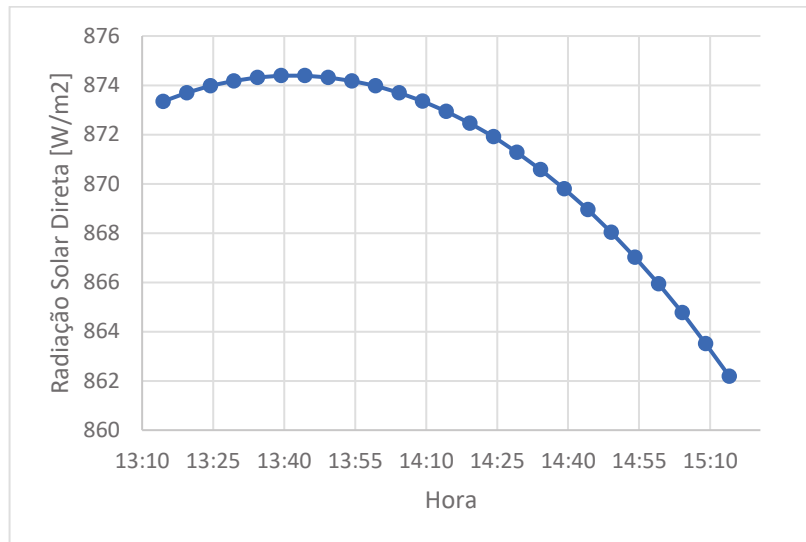
ASHRAE, sabe-se que a velocidade mínima desejada é de 10 m/s [66]. Assim, aumentou-se ligeiramente este valor para 13 m/s, pois considerou-se aceitável um valor mais alto daquele que é ideal para o conforto, uma vez que uma pessoa ao entrar num veículo com a temperatura muito elevada quer minimizar o tempo necessário para reduzir esta temperatura, não dando importância às condições perfeitas de conforto térmico.



*Figura 4.22 – Representação das saídas do ar condicionado no modelo criado.*

Quanto à temperatura de entrada do ar, esta determinou-se através de realização de medições experimentais, utilizando um termómetro colocado numa saída de ar arrefecido de um veículo. O valor atingido foi de 5°C (278 K), sendo este o valor utilizado. Já na saída de ar, esta é apenas definida com uma saída de pressão, no ANSYS *pressure-outlet*, não sendo necessário introduzir qualquer outro parâmetro, o que permitiu determinar a quantidade de ar necessário para manter a pressão no interior do modelo.

No regime transiente, e com o uso da calculadora solar do ANSYS, os valores de radiação incidente no veículo não serão constantes. A variação do valor da radiação solar ao longo do tempo da simulação está representada na Figura 4.23. Através da figura, verifica-se que os valores de radiação solar vêm a subir ao longo da manhã, até alcançarem o seu valor máximo de, à volta dos 874,5 W/m<sup>2</sup>, das 13h40 até às 13h45, à qual volta a diminuir até ao final do dia.



*Figura 4.23 – Variação da radiação solar ao longo das horas.*

#### 4.5.6. Caso de estudo 4: Tempo de estabilização da temperatura considerando renovação de ar

Para este caso de estudo teve-se em conta a existência de renovação de ar no interior do veículo, em movimento, a uma velocidade de 50 km/h. Seguindo os princípios da termodinâmica, sabe-se que ao aquecer um gás, num volume constante, irá causar um aumento na sua pressão. Esta relação dos gases perfeitos está descrita na equação 4.5.

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \quad 4.5$$

Onde:

$T_1$  – Temperatura inicial [K]

$T_2$  – Temperatura final [K]

$\gamma$  – Coeficiente de expansão adiabática

$P_1$  – Pressão inicial [bar]

$P_2$  – Pressão final [bar]

$V_1$  – Volume inicial [m<sup>3</sup>]

$V_2$  – Volume final [m<sup>3</sup>]

Deste modo, o veículo exposto ao sol, irá aquecer o ar no seu interior, no volume constante que é o habitáculo. Isto irá causar que o ar no seu interior esteja a uma pressão ligeiramente superior à pressão atmosférica. Assim considerou-se que, ao abrir as portas para entrar no veículo e abrir as janelas, sendo esta uma prática comum para rapidamente baixar a temperatura do veículo, o ar que está no interior irá sair para o exterior de modo a igualar a pressão, e será substituído por ar às condições atmosféricas com um menor valor de temperatura. Sabendo o volume do habitáculo,  $1,255 \text{ m}^3$ , a temperatura ambiente,  $305 \text{ K}$ , a pressão ambiente,  $101 \text{ kPa}$ , e uma vez determinada a temperatura atingida no caso de estudo 1, esta temperatura final pode ser calculada através da equação 4.6.

$$T_M \cdot V_M = T_{AN} \cdot V_{AN} + T_R \cdot V_R \quad 4.6$$

Em que:

$T_M$  – Temperatura de equilíbrio [K]

$V_M$  – Volume de equilíbrio [ $\text{m}^3$ ]

$T_{AN}$  – Temperatura de ar novo [K]

$V_{AN}$  – Volume de ar novo [ $\text{m}^3$ ]

$T_R$  – Temperatura do ar restante [K]

$V_R$  – Volume do ar restante [ $\text{m}^3$ ]

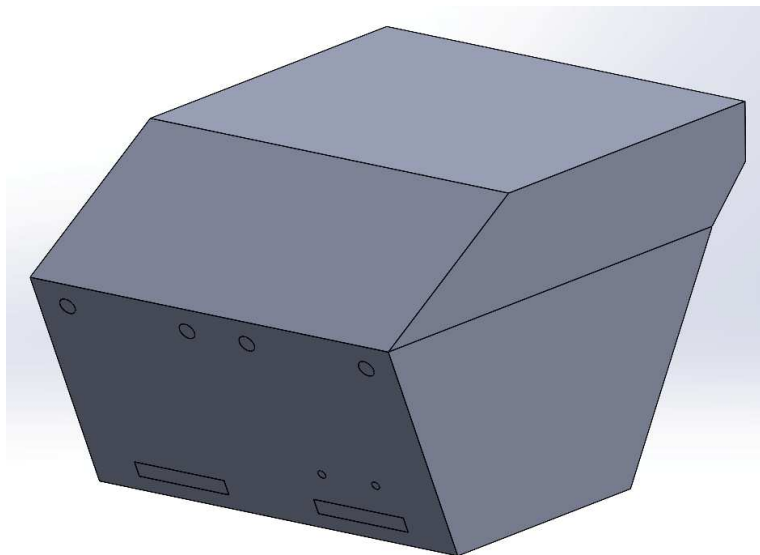
Juntamente com este caso, ainda se considerou um aumento no valor de renovação de ar para contabilizar, não só o equilíbrio de pressões, mas também com a circulação que irá acontecer naturalmente ao iniciar o movimento do veículo ainda com as janelas abertas. As temperaturas calculadas, para ambos os casos, foram determinadas como temperatura de inicialização, e os intervalos de tempo e iterações mantiveram-se iguais ao caso de estudo anterior, para determinar o tempo demorado até se atingirem as condições desejadas.

#### **4.5.7. Caso de estudo 5: Temperatura alcançada num período de 15 min com adição de saídas de ar**

Por último, analisou-se neste caso de estudo, qual a temperatura no interior do veículo ao fim de 15 min, aumentando o número das saídas de ar refrigerado para 4 e 6,

respetivamente. Aqui, definiu-se o período de 15 min para fazer esta análise, pois entendeu-se que este seria um período aceitável para definir como limite até se alcançar uma condição de conforto. Mais do que este tempo, e admitindo que não se irá alcançar condições toleráveis, viagens curtas seriam realizadas na sua totalidade sem se atingir o mínimo nível de conforto. Mais uma vez, voltou a considerar-se apenas uma velocidade de 50 km/h, ido em encontro da escolha dos 15 min, considerando uma condução de cidade, relativamente curta, e não viagens longas em autoestrada. Considerou-se também, a renovação do ar causado pela abertura das janelas.

Comparativamente ao que está presente no caso real, ainda se acrescentaram mais entradas de ar para determinar o impacto que as mesmas têm sobre a temperatura, e se seria algo a melhorar no veículo existente. No cenário com as 4 saídas de ar, estas 2 adicionais foram adicionadas em cada uma das extremidades do tablier, com o mesmo diâmetro, oferecendo 2 saídas para cada passageiro ao invés de apenas 1. Para as 6 saídas, foram colocadas as últimas 2 na parte inferior do habitáculo, onde estariam os pés do condutor, como mostra a Figura 4.24, para satisfazer a variação ideal entre a temperatura nos pés e na cabeça, referida no capítulo 2.4. Para as velocidades nas saídas de ar, a mesma manteve-se inalterada para as saídas superiores do primeiro caso. Para o segundo caso, optou-se por uma velocidade mais baixa, com 10 m/s nas saídas superiores, e 3 m/s nas saídas inferiores.



*Figura 4.24 – Modelo com as saídas de ar adicionais.*

# 5. Resultados

Neste capítulo, irá ser realizada a análise dos resultados dos diferentes casos de estudo, procurando perceber se os cenários apresentados são capazes de satisfazer as condições de conforto térmico para os passageiros no interior do veículo. Adicionalmente, se as possíveis alterações analisadas poderiam ser propostas para melhorar o desempenho do sistema. Relembra-se os casos de estudo que serão analisados:

Caso de estudo 1 – cálculo da temperatura máxima atingida no interior do veículo, numa situação deste estar estacionado ao sol;

Caso de estudo 2 – cálculo da temperatura máxima atingida no interior do veículo quando este inicia o seu movimento a diferentes velocidades;

Caso de estudo 3 – tempo que se demora a atingir as condições ideais no interior do veículo, a diferentes velocidades, com o sistema de ar condicionado em funcionamento;

Caso de estudo 4 – impacto que a abertura das janelas proporciona, no início do movimento, ao tempo de estabilização da temperatura no interior do veículo;

Caso de estudo 5 – impacto que mais saídas de ar arrefecido oferece no tempo de estabilização da temperatura no interior do veículo.

## 5.1. Caso de estudo 1

No primeiro caso de estudo, procurou-se descobrir qual a temperatura máxima alcançada dentro do habitáculo estudado. Desta forma, é de especial importância perceber se a malha utilizada é indicada para o caso, e se os valores obtidos através das simulações chegaram, de facto, a uma condição de convergência e se se alcançou uma estabilidade térmica.

Quanto à malha utilizada, é necessário perceber o conceito de *Y plus*, ou  $Y^+$ . Este é um parâmetro adimensional utilizado para caracterizar o comportamento do fluido perto de uma parede. Os seus valores permitem entender a qualidade da malha perto das mesmas, e caso seja necessário, fazer um refinamento nestas zonas para permitir um cálculo correto do escoamento que as atravessa. Desta forma, se o valor de  $Y^+$  for inferior a 1 entende-se que

se obteve uma resolução dos cálculos realizados para escoamentos perto das paredes próxima da realidade. Caso este valor seja superior a 30, o escoamento perto das paredes não está resolvido e deverá utilizar-se um modelo de turbulência para melhor discretizar a mesma nestas regiões. Com isto, pode-se concluir que será essencial criar um determinado refinamento da malha nestas zonas para que o valor de  $Y^+$  abranja um valor apropriado para a simulação pretendida. Para a simulação realizada, a Figura 5.1 apresenta os valores de  $Y^+$  obtidos, e verifica-se que o valor máximo obtido para este parâmetro é de cerca de 3. Apesar de ser um valor maior que 1, para o cálculo efetuado é suficiente para assegurar a qualidade da malha obtida e a conformidade dos resultados.

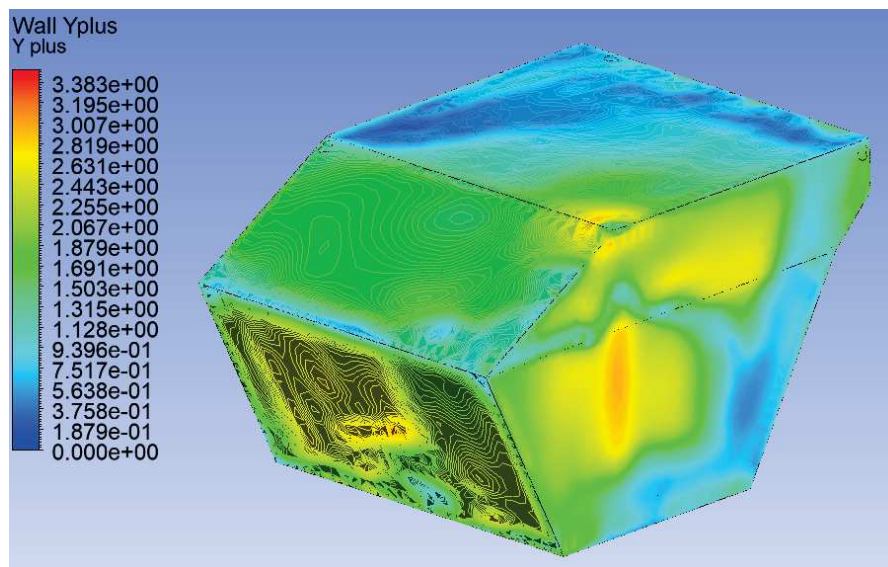


Figura 5.1 – Valores de  $Y^+$  para o caso de estudo 1.

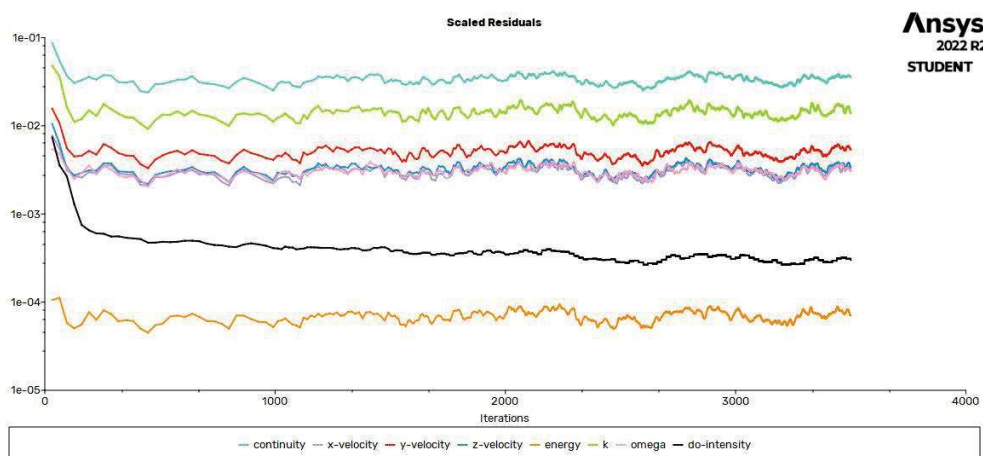


Figura 5.2 – Valores residuais da simulação realizada para o caso de estudo 1.

Relativamente à convergência de valores no estudo, pode-se concluir que esta condição também foi satisfeita para o caso através dos relatórios retirados do ANSYS. Na Figura 5.2, pode-se observar os valores residuais, onde a maioria das variáveis está na ordem de grandeza de  $10^{-3}$ , representando um erro mínimo.

Para além disso, na Figura 5.3, verifica-se o balanço total do fluxo energético do modelo do habitáculo, cujo somatório está bastante próximo do zero, indicando que não há perdas nem ganhos de energia no modelo, uma vez atingido o equilíbrio energético.

"Flux Report"

Total Heat Transfer Rate	[W]
back_down	-34.767911
back_up	-10.45408
driver_door	-37.652585
driver_window	-86.474759
floor	47.68472
front	-38.056726
passenger_door	-22.024408
passenger_window	-58.075212
rear_window	-11.384348
roof	-40.321834
seats	-176.23202
windshield	469.27441
Net	1.5152431

*Figura 5.3 – Relatório do balanço do fluxo energético para a simulação do caso de estudo 1.*

Tendo isto em consideração, pode-se passar à análise dos resultados. Na Figura 5.4, estão apresentados os valores da temperatura atingidos, no plano central, no interior do veículo após esta simulação. Na mesma pode-se observar que as temperaturas variam entre os 310 K (37 °C) e os 358 K (85 °C), com a temperatura média interior de 329,48 K (56,48 °C).

Examinando as zonas onde os extremos dos valores da temperatura são alcançados, pode-se verificar que as temperaturas mínimas são conseguidas nas paredes traseira e dianteira, as quais não são expostas à radiação solar, e nas superfícies envidraçadas do para-brisas e do vidro traseiro. Isto, juntamente com o facto da temperatura máxima ser atingida no chão diretamente por baixo do vidro frontal, comprova a transmissividade quase total da radiação pelas superfícies envidraçadas, com pouca absorção da mesma. Ainda, é possível verificar uma maior temperatura na parte frontal da superfície do tejadilho, pois esta

superfície estará sempre exposta à radiação solar, sem sombreamento de outras, representando também uma maior influência para a transmissão de calor para o interior.

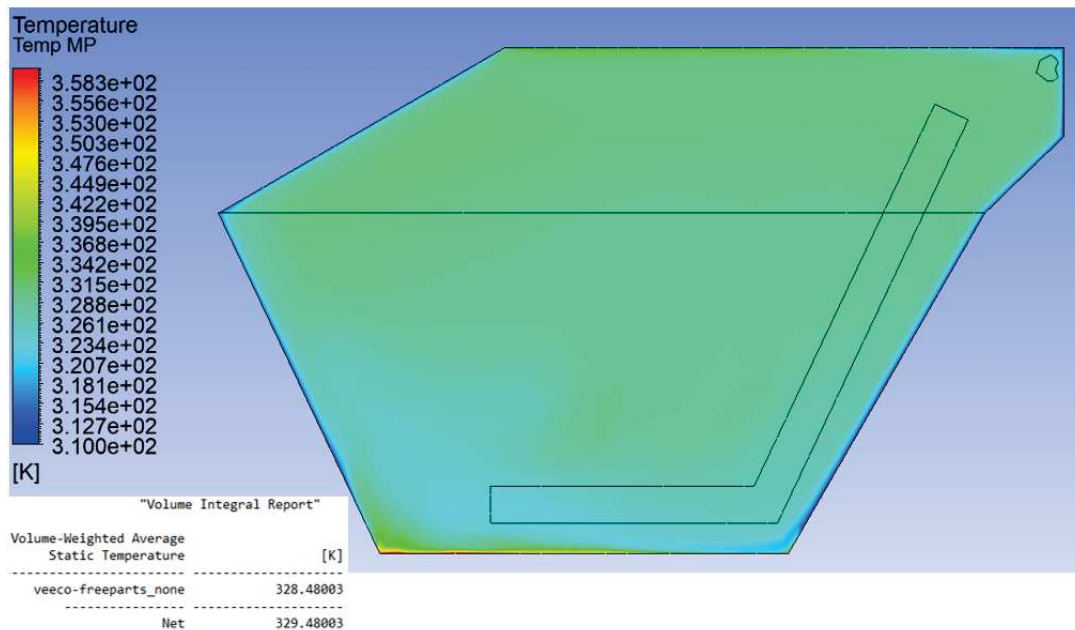
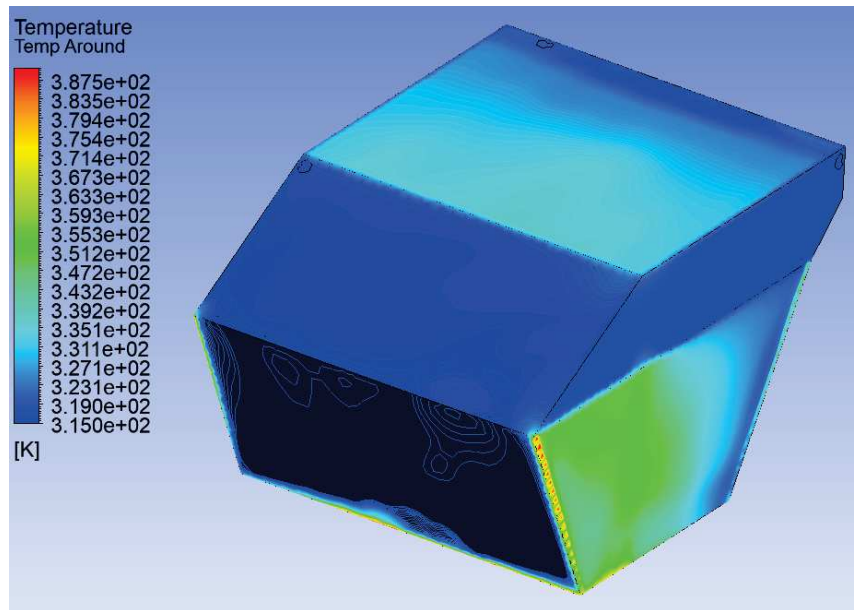


Figura 5.4 – Temperatura no plano central no interior do habitáculo para o caso de estudo 1.

Na Figura 5.5 pode-se verificar este valor mais elevado de temperatura no tejadilho e também na porta do condutor, com aproximadamente 65 °C e 80 °C, respetivamente. A razão pela qual a porta apresenta uma temperatura tão alta, superior a qualquer outra apresentada na imagem, incluindo o tejadilho, deve-se ao facto que não há distinção entre a superfície interior e exterior de um determinado painel. Ainda, a orientação definida para a posição solar, cujas referências estão apresentadas na Figura 4.18, também irá causar que, para o caso de estudo, esta superfície a seja uma das que mais recebe radiação incidente. Logo, a radiação que atravessa o para-brisas embate na parte interior da porta, causando este maior valor de temperatura.

De modo a confirmar que os resultados obtidos representam, de facto, os valores obtidos num caso real, foi feita uma validação dos mesmos através de dois processos diferentes. Um destes, baseia-se num cálculo de modelo analítico, seguindo uma equação com a temperatura máxima atingida no interior de um veículo, dependente dos valores de radiação solar e temperatura ambiente [67]. O outro, foi baseado em leituras realizadas num caso experimental, utilizando um termómetro infravermelho. Devido ao equipamento utilizado, estas leituras não serão do ar do habitáculo em si, mas sim das superfícies envolventes.



*Figura 5.5 – Temperatura das superfícies no caso de estudo 1.*

A equação 5.1 permite calcular a temperatura no interior do habitáculo [67]:

$$T_{cab.} = 0,036 \cdot R_{s,m} + 1,02 \cdot T_a + 8,8 \quad 5.1$$

Onde temos:

$T_{cab.}$  – Temperatura do habitáculo [°C]

$R_{s,m}$  – Média da radiação solar [W/m<sup>2</sup>]

$T_a$  – Temperatura ambiente [°C]

Seguindo a equação 5.1 e os valores referidos em 4.5.3 para o caso de estudo 1, e sabendo que a média da radiação solar durante o dia selecionado é 547 W/m<sup>2</sup> e a temperatura ambiente é 32 °C, a temperatura alcançada no interior do veículo foi de 61,5 °C. Comparando estes valores com aquele mostrado na Figura 5.4, há apenas um diferença de 4,5 °C entre ambos, podendo considerar que não é suficientemente significativa para descredibilizar qualquer um dos valores como sendo errado.

Para obter uma maior certeza dos valores encontrados foram realizadas 4 medições de temperatura ao longo de uma semana de 2 a 8 de julho de 2023. Nos 4 dias diferentes em que se realizaram as medições, o veículo estava estacionado ao sol, com este de frente para o mesmo. Para estes dias, a temperatura ambiente foi de 34 °C, 34 °C, 29 °C e 24 °C, respetivamente. As medições foram feitas nas superfícies exteriores das portas, capô,

tejadilho, janelas, tablier, banco (à sombra e exposto ao sol), chão do veículo e alcatrão da estrada. Estas medições estão apresentadas na Tabela 5.1.

*Tabela 5.1 – Medições de temperatura das superfícies de um veículo estacionado ao sol.*

<b>Dia</b>	<b>2 de Julho</b>	<b>3 de Julho</b>	<b>5 de Julho</b>	<b>8 de Julho</b>	<b>Média</b>
<b>Temperatura ambiente</b>	34 °C	34 °C	29 °C	24 °C	30,25 °C
<b>Porta passageiro</b>	45,2 °C	44,6 °C	42,9 °C	40,4 °C	43,28 °C
<b>Porta condutor</b>	37,8 °C	38,2 °C	37,5 °C	38,5 °C	38 °C
<b>Janela condutor</b>	42,6 °C	42,7 °C	40,1 °C	39,2 °C	41,15 °C
<b>Janela passageiro</b>	46,9 °C	47,2 °C	43,8 °C	40,9 °C	44,7 °C
<b>Tablier</b>	83,8 °C	85 °C	82,7 °C	83,8 °C	83,83 °C
<b>Banco (sol)</b>	73,2 °C	72,9 °C	72,3 °C	70,3 °C	72,18 °C
<b>Banco (sombra)</b>	42 °C	44,3 °C	44 °C	45,1 °C	43,85 °C
<b>Chão</b>	38 °C	37,9 °C	38,2 °C	37,2 °C	37,83 °C
<b>Tejadilho</b>	55,3 °C	55 °C	54,7 °C	54,4 °C	54,85 °C
<b>Capô</b>	56 °C	56,5 °C	55 °C	55 °C	55,63 °C
<b>Estrada</b>	53 °C	55,2 °C	54,6 °C	57,4 °C	55,05 °C

Com os valores tirados desta tabela, pode-se fazer uma comparação com os que são apresentados na Figura 5.5. Analisando os dois casos, verifica-se que não existem uma

diferenças entre ambos os modelos. Deste modo, conseguiu-se averiguar uma magnitude de erros baixa, podendo assumir corretos nos resultados obtidos através do ANSYS. A exatidão destes valores terá importância no cálculo das cargas térmicas totais do habitáculo, onde estes irão representar os ganhos por condução, na determinação da potência necessária para o sistema de climatização conseguir funcionar nas condições apresentadas. Com esta verificação feita para o primeiro caso de estudo, os restantes casos serão definidos através deste, alterando apenas os valores necessários para satisfazer cada cenário pretendido.

## 5.2. Caso de estudo 2

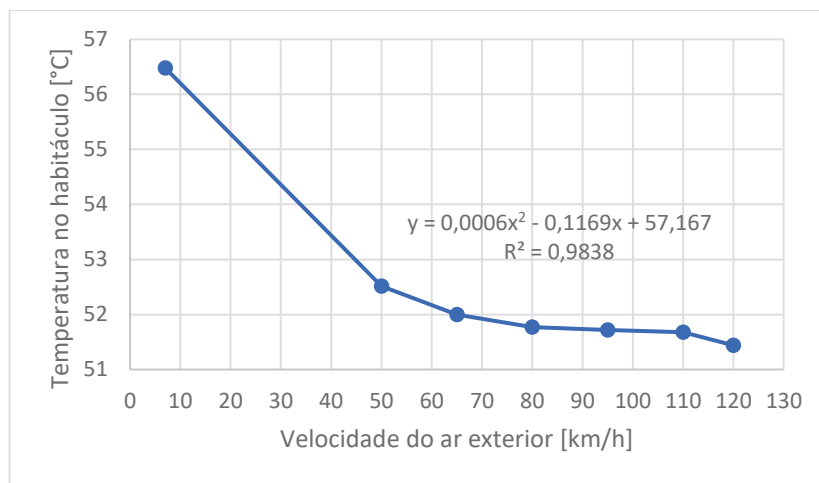
Para este caso de estudo, foi efetuado o mesmo cálculo para o caso de estudo 1 alterando os valores de velocidade do ar de modo a representar o veículo em movimento. O objetivo deste estudo é perceber como a velocidade a que o veículo se desloca pode ter impacto na sua temperatura interior. Inicialmente, realizou-se apenas estas simulações para 50 km/h e 120 km/h, de modo a representar uma condução na cidade e na autoestrada respetivamente. As temperaturas conseguidas para cada um destes cenários estão apresentadas na Tabela 5.2.

*Tabela 5.2 – Temperatura média no interior do habitáculo para  $v_{ar}$  50 km/h e 120 km/h*

$v_{ar}$ [km/h]	Temp. média [K]
50	325,52
120	324,44

Porém, após a realização destes dois cálculos, considerou-se uma mais-valia a repetição desta simulação com uma maior variação de velocidades. Assim sendo, considerou-se as condições adicionais, com aumentos de 15 km/h entre si, de modo a haver uma quantidade concebível de casos a analisar, sem despender mais tempo do que o necessário a realizar as mesmas simulações. Os valores de temperatura para as velocidades de 7 km/h, 50 km/h, 65 km/h, 80 km/h, 95 km/h, 110 km/h e 120 km/h estão apresentadas na Figura 5.6. Através da figura, é possível verificar uma forte relação entre os parâmetros

de velocidade do ar exterior e a temperatura no interior do habitáculo, com um valor de  $R^2$  de 0,98.



*Figura 5.6 – Relação entre velocidade do ar exterior e temperatura no interior do habitáculo.*

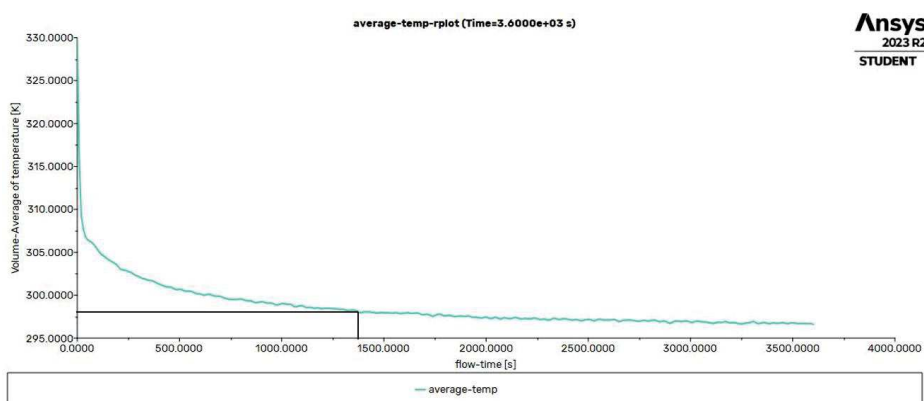
### 5.3. Caso de estudo 3

Para o caso de estudo 3, foi realizada a primeira simulação em regime transiente. Para este estudo, procurou-se encontrar o tempo que o sistema de ar condicionado demoraria a diminuir a temperatura no interior do veículo até ao nível de conforto térmico. Considerou-se que o conforto térmico era conseguido quando se atingisse 25 °C no habitáculo. A escolha para este valor vem da temperatura equivalente mínima de conforto térmico demonstrado na Figura 2.6. Apesar do habitáculo de um veículo não respeitar as condições necessárias para o cálculo da  $t_{eq}$ , os valores de temperatura para o conforto térmico no veículo serão diferentes dos valores de edifícios, sendo respetivamente inferiores. Para além disso, num habitáculo, os valores de velocidade do ar aceitáveis também serão mais elevados. Para estes efeitos, os 25 °C foram considerados uma aproximação. O tempo determinado para correr estas simulações foi de 1 hora, pois esperar-se-ia que se conseguisse a condição desejada antes do final desta hora. Porém, se o mesmo não se verificasse, não faria sentido aumentar o tempo do percorrer da simulação, pois já não estaria no interesse do estudo alcançar o conforto térmico apenas passado 1 h de viagem de veículo com o sistema de ar condicionado ligado.

Como foi referido no capítulo anterior, para este tipo de simulação, a temperatura inicial terá impacto sobre a restante simulação. Deste modo, o resultado obtido no caso de estudo 1, apresentado na Figura 5.4, será a temperatura de inicialização de 329 K. Este estudo

foi realizado para as velocidades de 7 km/h, representante do veículo parado, 50 km/h e 120 km/h. Contudo, as condições de inicialização dos três cenários será sempre o valor obtido do caso de estudo 1, mantendo os 10 m/s de velocidade de entrada de ar, pois é esta temperatura que corresponde ao ponto de partida num caso real.

Após a análise dos resultados obtidos para cada cenário, verificou-se que apenas a 120 km/h é conseguido atingir os 25 °C no período de 1 h, como mostra a Figura 5.7. Para os restantes casos, a temperatura conseguida no final do tempo de simulação é de 25,88 °C (298,88 K) para os 7 km/h, e 25,75 °C (298,75 K) para os 50 km/h, mostrado na Tabela 5.3.



**Figura 5.7** – Variação da temperatura média no interior do veículo, com o sistema AC ligado, ao longo do tempo simulado (120 km/h).

**Tabela 5.3** – Temperatura média no interior do veículo, com o sistema AC ligado, no final do tempo simulado para 7 km/h e 50 km/h

<b>Velocidade do ar [km/h]</b>	<b>7</b>	<b>50</b>
<b>Temperatura [K]</b>	298,88	298,76
<b>Temperatura [°C]</b>	25,88	25,76

Através da Figura 5.7, verifica-se que os 25 °C foram alcançados ao fim de 23 min. Enquanto para os outros cenários esta temperatura não foi alcançada, no entanto ambas ficaram a menos de 1 °C de o conseguir. Desta forma, verificou-se que as temperaturas baixaram dos 26 °C ao fim de, aproximadamente, 31 min para os 7 km/h, e cerca de 27 min para os 50 km/h.

Tendo isto em consideração, pensou-se em como se poderiam baixar estes tempos. Para isto, foram realizados os próximos casos de estudo.

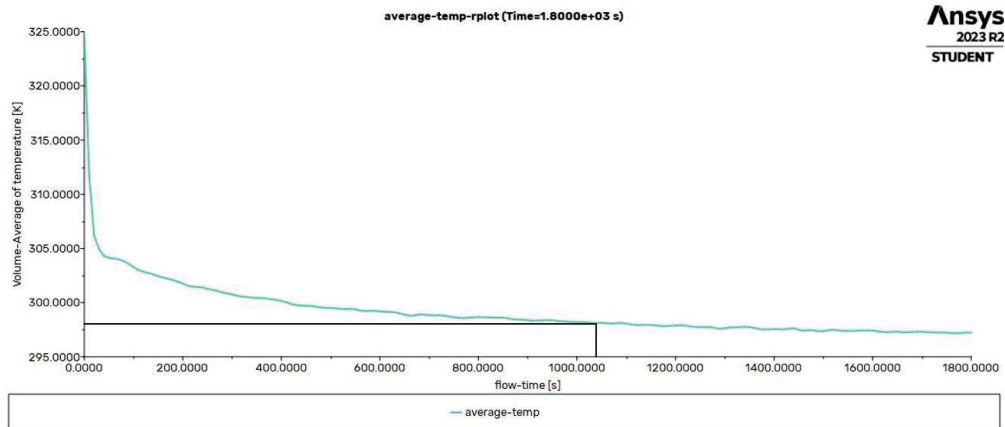
#### 5.4. Caso de estudo 4

Para o quarto caso de estudo, refletiu-se sobre o comportamento dos gases perfeitos quando estes são aquecidos num volume constante, algo em que consiste o caso de estudo. Sabe-se que quando isto acontece, há um aumento de pressão no interior do volume. Assumindo que este é o caso no interior do habitáculo, pode-se seguir a equação 4.5 referente à equação dos gases perfeitos, e a temperatura determinada na Figura 5.4, como o valor de 56,48 °C, para quantificar a mesma. Seguindo a equação referida, chegou-se a uma pressão de 135 kPa no interior do veículo, obteve-se um aumento de 35 kPa. A fim de calcular o volume que será necessário expelir do habitáculo para que a pressão volte a igualar a pressão atmosférica, calculou-se o volume que se teria de retirar ao espaço para que, nas condições iniciais, este tivesse a pressão de 135 kPa. Sabendo que o volume do modelo do habitáculo são 1,255 m<sup>3</sup>, o volume a retirar será 0,242 m<sup>3</sup>. Considerando que esse volume irá, por sua vez, ser substituído por ar novo à temperatura ambiente de 32 °C, seguindo a equação 4.6, chega-se à temperatura de equilíbrio final de 51,85 °C, que será esta a nova temperatura de inicialização para a nova simulação. Analisando o volume que é substituído por ar novo em relação ao volume total, este representa, aproximadamente, 17% do volume total do habitáculo.

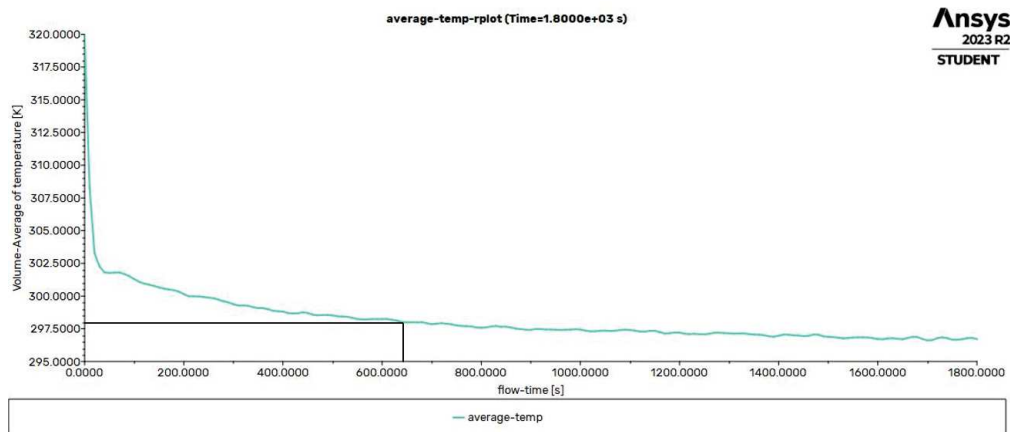
Deste modo, ainda se considerou um segundo cenário para este caso de estudo. Este novo cenário, irá contabilizar com 40% de renovação do ar no interior do veículo. A razão deste valor deve-se à tentativa de simular uma condição em que não só se abre os vidros ao entrar no veículo, mas deixando os mesmos abertos durante um determinado período de tempo, que irá forçar mais do ar quente no interior do habitáculo a ser substituído por ar novo, a 32 °C. Seguindo, mais uma vez, a equação 4.6 com os 40% de renovação, a nova temperatura conseguida é de 46,4 °C, que representa uma redução de quase 10 °C, relativamente à temperatura inicial.

Para este caso de estudo, de modo a simplificar o mesmo e reduzir o tempo despendido a correr simulações, foram realizadas mais duas simulações, considerando apenas a velocidade de 50 km/h, a fim de determinar o tempo demorado a atingir os mesmos

25 °C mínimos para a condição considerada de conforto térmico, com estes valores iniciais (46,4 °C). Como no caso de estudo anterior viu-se que a temperatura baixava dos 26 °C por volta dos 30 min, para reduzir também o tempo de simulação, para estes casos apenas se definiu 30 min do tempo simulado. Na Figura 5.8 está representado a variação da temperatura média, ao longo do tempo, para o cenário com os 17% de ar renovado, e na Figura 5.9 está para os 40% de renovação.



**Figura 5.8** – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado e 17% renovação de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h).



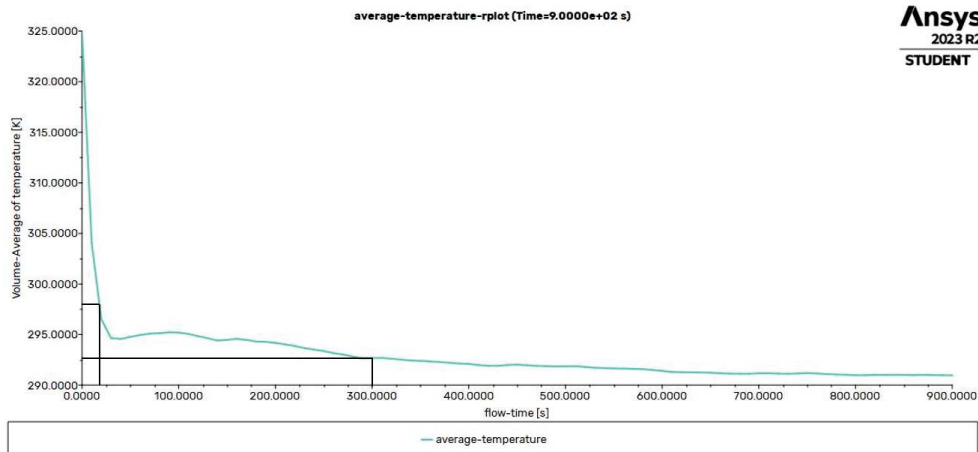
**Figura 5.9** – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado e 40% renovação de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h).

Através da Figura 5.8 observa-se que, a começar com 51,85 °C no interior do veículo, esta temperatura reduz para 25 °C após 18 min. Ao começar com 46,4 °C demora 11 min a baixar para os mesmos 25 °C, como se observa na Figura 5.9.

## 5.5. Caso de estudo 5

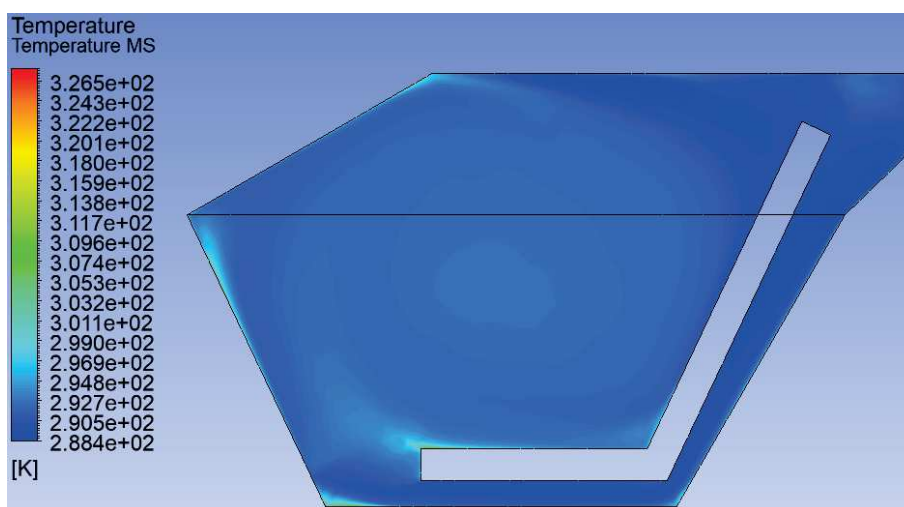
Para o caso de estudo 5, procurou-se reduzir o tempo que se demora a alcançar a temperatura mínima considerada para o conforto térmico, aumentando o número de saídas de ar arrefecido. Inicialmente, apenas se considerou 4 saídas de ar no tablier, com 2 adicionais, 1 em cada extremidade do tablier. E por último, a estas 4 saídas, foram ainda acrescentadas mais 2, de menor diâmetro, na zona dos pés do condutor. Juntamente com o aumento do número de saídas, considerou-se também os 17% de renovação de ar, para a temperatura de inicialização de 52 °C. Igual ao caso de estudo anterior, apenas se considerou a velocidade do ar de 50 km/h por simplicidade. Reduziu-se também o tempo de simulação diminuindo os passos-tempo para 90, de 10 s cada, representando apenas 15 min de simulação.

Comparando os resultados apresentados na Figura 5.10, onde está representada a variação da temperatura ao longo do tempo para o cenário com as 4 saídas de ar, com os da Figura 5.8, que apresenta a mesma condição de renovação de ar, facilmente percebe-se que aumentando o número de saídas de ar arrefecido diminui bastante o tempo que se demora a atingir a temperatura de conforto térmico. Neste caso, os 25 °C foram conseguidos em menos de 1 min, versus os 18 min com apenas 2 saídas. Ao fim de 5 min, a temperatura no interior do veículo é de 20 °C, ultrapassando o nível de conforto térmico se não houver controlo sobre o sistema.



*Figura 5.10 – Variação da temperatura média no interior do veículo, com sistema AC ligado, 17% renovação de ar e 4 saídas de ar, ao longo do tempo simulado (50 km/h).*

Na Figura 5.11 apresenta-se a distribuição da temperatura pelo habitáculo no plano central do banco do condutor. Aqui pode-se verificar as variações de temperatura no interior da mesma, de modo a verificar a uniformidade da mesma pelo espaço, ao fim dos 15 min.



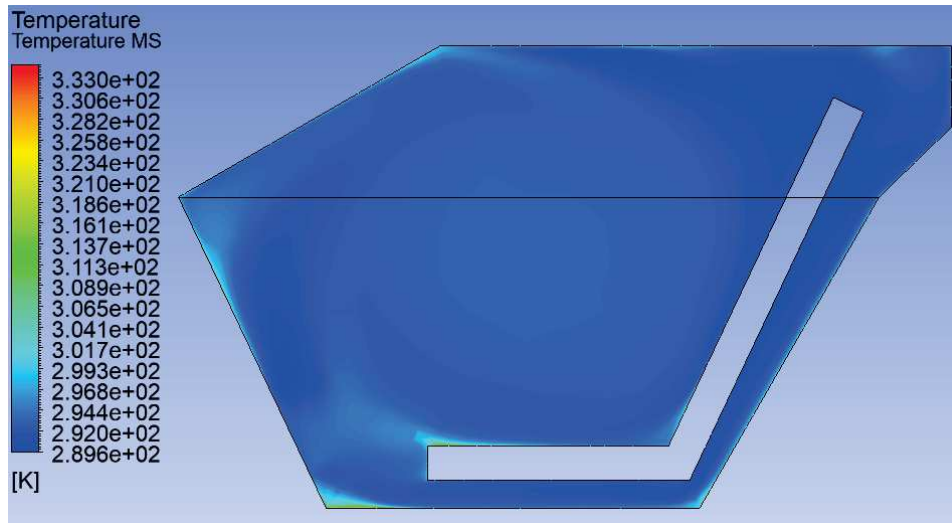
*Figura 5.11 – Distribuição da temperatura no interior do habitáculo, no plano central do banco do condutor, com a utilização de 4 saídas de ar refrigerado, passados 15 min.*

Como se verificou uma rapidez a alcançar a temperatura desejada no primeiro cenário do caso de estudo, para a simulação com as 6 saídas de ar optou-se por reduzir ligeiramente a velocidade do ar nas saídas superiores para ter em conta também as perdas de carga que existem nas mesmas ao adicionar mais dois pontos de saída. Desta forma, considerou-se 10 m/s para as saídas superiores e 3 m/s para as saídas inferiores. Aqui, conseguiu-se alcançar os 25 °C em cerca de 25 s.

O objetivo destas novas 2 saídas na parte inferior do habitáculo é também, perceber se as mesmas conseguem ter um impacto positivo no fator de diferença de temperatura entre pés e cabeça, conforme desejado para uma condição de conforto térmico. O resultado do mesmo pode ser observado na Figura 5.12.

Comparando a Figura 5.12, com o resultado demonstrado na Figura 5.11, parece que no cenário com as saídas inferiores a distribuição da temperatura no interior é mais uniforme. Porém, no caso sem as saídas inferiores, observa-se que o ar mais fresco consegue chegar à zona dos pés passando por trás e por baixo do banco. No caso real este pode não ser o caso, pois o banco não estará a flutuar como aparenta no modelo simplificado. Para além disso, estes casos são todos estudados com o valor da velocidade de saída do ar constante, mesmo quando se alcança a temperatura desejada. Assim sendo, pode-se assumir que utilizando as

6 saídas e considerando uma possibilidade de variar a velocidade do ar das mesmas, este é o cenário que permite um melhor controlo da temperatura por todo o habitáculo.



*Figura 5.12 – Distribuição da temperatura no interior do habitáculo, no plano central do banco do condutor, com a utilização de 6 saídas de ar refrigerado, passados 15 min.*

## 5.6. Sistema de climatização a implementar

Com os casos de estudo realizados, sabe-se que é possível alcançar o nível de conforto com o conjunto de comportamentos e alterações na construção no veículo em si. Com isto em conta, será necessário passar ao dimensionamento do sistema de climatização que se pretende propor para o veículo em estudo.

Tendo em conta os valores utilizados para a realização das simulações dos casos de estudo, tais como temperatura ambiente, propriedades dos materiais e radiação solar; e dos valores obtidos para a temperatura das superfícies, é possível determinar as cargas térmicas aplicadas no veículo e, conseqüentemente, dimensionar o sistema de ar condicionado. Para o efeito, foram utilizadas as equações de trocas de calor por radiação e condução, representadas nas equações 5.2 e 5.3, respetivamente; assim como os ganhos causados pelo metabolismo dos ocupantes, na equação 5.4; e ainda as infiltrações de ar no habitáculo, na equação 5.5; tal como é mencionado em [68].

$$Q_{rad} = \sum R_d \cdot A_{w,d} + \sum R_i \cdot A_{w,i} \quad 5.2$$

Onde:

$Q_{rad}$  – Ganhos térmicos por radiação [W]

$R_d$  – Radiação incidente direta [ $W/m^2$ ]

$A_{w,d}$  – Área envidraçada com radiação direta incidente [ $m^2$ ]

$R_i$  – Radiação incidente indireta [ $W/m^2$ ]

$A_{w,i}$  – Área envidraçada com radiação indireta incidente [ $m^2$ ]

$$Q_{cond} = \sum k \cdot \Delta T \quad 5.3$$

Onde:

$Q_{cond}$  – Ganhos térmicos por condução [W]

$k$  – Condutividade térmica do material [ $W/m.K$ ]

$\Delta T$  – Diferença de temperatura [K]

$$Q_{met} = N \cdot M \cdot A_{Du} \quad 5.4$$

Onde:

$Q_{met}$  – Ganhos térmicos pelo metabolismo [W]

$N$  – Número de pessoas

$M$  – Taxa metabólica [ $W/m^2$ ]

$A_{Du}$  – Área de DuBois [ $m^2$ ]

$$Q_{inf} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T \quad 5.5$$

Onde:

$Q_{inf}$  – Ganhos térmicos por infiltração de ar [W]

$\dot{V}$  – Caudal volúmico de ar infiltrado [ $m^3/s$ ]

$\rho$  – Massa específica [ $kg/m^3$ ]

$c_p$  – Calor específico [J/kg]

$\Delta T$  – Diferença de temperatura [K]

Na equação 5.4, o termo da área de DuBois representa uma aproximação da área do corpo de um determinado indivíduo, e é calculado através da equação 5.6 [68].

$$A_{Du} = (0,202 \cdot P_p)^{0,425} \cdot H_p^{0,725} \quad 5.6$$

Onde:

$P_p$  – Peso da pessoa [kg]

$H_p$  – Altura da pessoa [m]

Relativamente ao volume de ar infiltrado para a equação 5.5, o mesmo é o referido em [69] como tendo um valor máximo de 0,165 m<sup>3</sup>/s. Como não é possível saber exatamente qual o valor certo para o caso em estudo, considerou-se um terço do valor máximo, 0,055 m<sup>3</sup>/s. Para o peso e altura dos ocupantes, considerou-se ambos com 1,73 metros e 83 kg, sendo estes os valores médios para altura e peso de um homem português. Para as restantes equações, utilizou-se os valores já explicados e apresentados nas Figura 4.18 e Figura 5.5, e nas Tabela 4.5 e Tabela 5.1. Realizando o cálculo de cada uma destas equações, pode-se chegar à carga térmica total apresentada na Tabela 5.4.

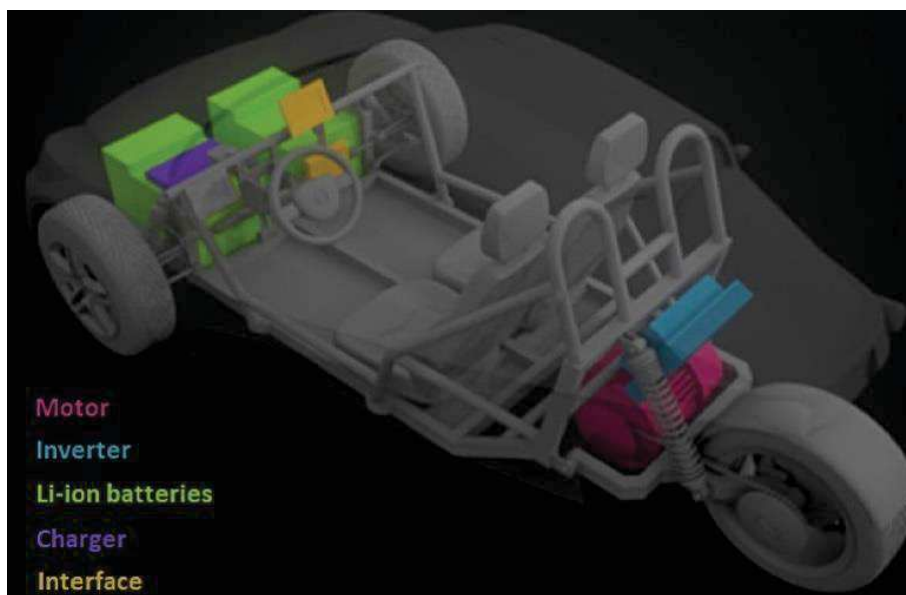
*Tabela 5.4 – Cargas térmicas do habitáculo.*

	<b>Carga térmica [W]</b>
<b>Radiação</b>	1020,29
<b>Condução</b>	23,55
<b>Metabolismo</b>	275,21
<b>Infiltração</b>	449,35
<b>Total</b>	<b>1768,4</b>

Assim sendo, sabe-se que a carga a retirar do habitáculo corresponde a 1768,4 W. Esta carga será indicativa da potência que o evaporador terá de ter para as condições apresentadas. De modo a garantir um bom funcionamento do sistema, mesmo quando as

condições ambientais são mais severas do que aquelas que se utilizaram para os casos de estudo, pode-se utilizar um fator de segurança de 15%, obtendo uma potência de, aproximadamente, 2033 W para o evaporador. Apesar deste aumento da potência do evaporador, a potência do condensador manter-se-á a 1768 W. Isto é devido à ocorrência de, se ocorrer alteração nas condições de funcionamento do sistema para valores de temperatura mais favoráveis, tais como a diminuição da temperatura ambiente, a potência frigorífica da unidade condensadora irá aumentar. Havendo esta folga de valores entre a potência da unidade e do evaporador, mais facilmente garante-se que mesmo que a potência frigorífica da unidade aumente, o evaporador conseguirá acompanhar esse aumento, nunca sendo o elemento limitante do sistema.

Para seleção dos componentes a utilizar, é necessário ter em conta o tipo de sistema a adotar e o tipo de veículo onde este vai ser instalado. Quanto ao tipo de veículo, já foi referido que este é de pequenas dimensões e de carácter desportivo. As pequenas dimensões do veículo, corresponde também a menos espaço disponível para a instalação de componentes. Deste espaço limitado, tem-se de assumir que grande parte dele vai ser ocupado por componentes relacionados com o sistema motriz, o que neste caso inclui as baterias, motor, inversor e carregador. Estes elementos e a sua distribuição pelo veículo estão apresentados na Figura 5.13. Assim sendo, pode-se assumir que o foco da utilização do mesmo difere de outros veículos de maiores dimensões, mais apontados para conduções de longa duração.



*Figura 5.13 – Distribuição dos componentes constituintes do sistema motriz no Veeco RT.*

Para além das limitações dimensionais referidas, o aspeto financeiro também terá impacto na seleção do sistema. No ponto 3.3 foram apresentados vários sistemas implementados em novos EV que ajudam a melhorar a autonomia do veículo durante o funcionamento do sistema de climatização, tais como os da Figura 3.12 e Figura 3.14, estes sistemas apresentam uma maior complexidade correspondente a um maior custo. Enquanto estas marcas conseguem sustentabilizar estes custos elevados devido aos seus grandes volumes de produção, o Veeco é um veículo de projeto um volume de produção limitado e por encomenda. Assim sendo, o sistema proposto a implementar é um sistema simples, composto pelos componentes básicos essenciais para um sistema de AVAC. O sistema é composto por um compressor acionado por um motor elétrico, condensador, separador de líquido, TXV e evaporador. Para além destes componentes, foi selecionada uma válvula solenoide, esta é responsável pelo corte do escoamento de fluido pelo sistema quando se atinge a temperatura alvo; e uma válvula de 4 vias, responsável pela inversão do sistema de ar condicionado para bomba de calor, e vice versa. Devido às novas normas implementadas aos fluidos frigorigenos, o sistema será projeto para funcionamento com R1234yf.

Para os componentes em si, a sua escolha é relativamente direta. Para o condensador e evaporador, a sua função é relativamente simples, e com as evoluções ao longo dos últimos anos os seus desempenhos têm melhorado, enquanto os seus tamanhos têm diminuído. Assim sendo, o tipo de condensador selecionado é o de fluxo paralelo. Este condensador tem uma alta eficiência térmica, com dimensões e peso baixos, correspondendo àquilo que se procura aplicar no veículo. Adicionalmente, este tipo de condensador já tem incluído o separador de líquido, eliminando um componente a selecionar para o sistema, poupando também espaço. O tipo de evaporador, é o de tanque múltiplo, cujo tamanho também é reduzido, sem prejudicar a superfície de contacto. Quanto ao elemento de expansão, o orifício calibrado é a escolha que mais vai ao encontro dos principais requisitos do sistema, sendo estes baixa complexidade e custo reduzido, ao contrário das TXV que têm um controlo mais preciso, porém são mais caras, complexas e com processos de manutenção mais sensíveis. Para a escolha do tipo de compressor, esta foi feita entre o compressor helicoidal e o compressor de alhetas. Ambos os tipos de compressor apresentam características favoráveis ao foco do veículo. O compressor helicoidal oferece um melhor rendimento volumétrico em troca de um preço elevado e manutenção mais problemática. O compressor

de alhetas tem um desempenho ligeiramente inferior, porém o seu custo também é inferior e menor peso. Com isto em conta, optou-se pelo compressor de alhetas.

Finalmente, com estes pontos estabelecidos, pode-se passar à seleção dos componentes em si. Contudo, para este trabalho apenas foi realizada uma seleção de equipamentos de climatização, para frio industrial, equivalentes àqueles que deverão ser implementados no veículo. De modo a fazer esta seleção, utilizou-se um programa disponibilizado pela Danfoss, Coolselector®. Este foi utilizado para a seleção do compressor e condensador (incluídos na unidade condensadora), a válvula de expansão térmica, a válvula solenoide, e o filtro desidratador. O relatório do mesmo é apresentado no Anexo 6 com o objetivo de posteriormente se procurar equipamento automóvel com propriedades equivalentes a estes apresentados. Adicionalmente, a acompanhar este equipamento, deverá estar o evaporador com a potência referida anteriormente de 2033 W, e um ventilador capaz de garantir mais de 10 m/s de velocidade de ar nas saídas. Apesar dos casos de estudo terem sido realizados apenas para 10 m/s, convém possibilitar a utilização de valores ligeiramente superiores para controlo do sistema. Na Tabela 5.5 estão apresentadas as principais características do sistema dimensionado.

*Tabela 5.5 – Principais características do sistema dimensionado.*

<b>Temperatura ambiente [°C]</b>	32
<b>Temperatura condensação [°C]</b>	42
<b>Temperatura evaporação [°C]</b>	0
<b>Potência evaporador</b>	2033
<b>EER (estimado)</b>	2,1
<b>Potência unidade [W]</b>	1768,4
<b>Potência absorvida [W]</b>	842
<b>Velocidade do ar [m/s]</b>	10
<b>Saídas de ar</b>	6

**Página propositadamente deixada em branco**

## 6. Conclusões

O termo “conforto térmico” apresenta-se como um grande desafio para a área de AVAC. Desde há mais de 100 anos que se tenta quantificar o mesmo, de modo a conseguir um valor universalmente correto. O conforto térmico envolve o balanceamento de inúmeras variáveis, tais como temperatura, humidade, velocidade do ar, e acima de tudo, preferência individual. Seja em edifícios ou veículos, criar um ambiente confortável para os seus ocupantes exige ponderação sobre fatores individuais, tais como idade, género e saúde pessoal; variações sazonais; avanços tecnológicos; impacto ambiental; infraestrutura e recurso; e considerações económicas. Adicionalmente, conforto térmico em edifícios não requer as mesmas condições que conforto térmico em veículos. Para uma situação de verão, em que o objetivo é arrefecer o espaço, os valores de temperatura para os quais se satisfaz conforto térmico para a maioria dos ocupantes, está entre os 23 °C e 26 °C. Enquanto isto, nos veículos, nas mesmas condições, as temperaturas descem para 20 °C e 25 °C. Esta diferença é fácil de entender, uma vez que o espaço de um veículo é mais reduzido, colocando o ocupante mais próximo das paredes, janelas e entradas de ar.

A acrescentar a estes problemas, ainda há outros fatores a ter em consideração no caso da climatização de veículos. No caso de um veículo com um motor a combustão, a fonte de energia é o combustível armazenado no depósito, convertido em energia mecânica pelo motor, que será utilizada para os vários sistemas equipados. Uma vez esgotado o combustível, o seu reabastecimento é rápido. Porém, isto muda na passagem para veículos elétricos. Sendo uma tecnologia muito nova, em comparação com os ICE, estes ainda têm mais obstáculos a enfrentar. A autonomia dos EV é inferior aos veículos com ICE, e os seus tempos de reabastecimento, neste caso carregamento das baterias, é muito superior. Neste sentido, considerou-se um veículo elétrico desportivo como caso de estudo, e procurou-se analisar as cargas térmicas ao qual este é exposto, de modo a estudar e dimensionar um possível sistema de climatização a ser implementado. O veículo em causa é o Veeco RT, um veículo de pequenas dimensões, causado também pelo facto de apenas possuir uma roda traseira (configuração *reverse trike*), de 2 lugares e 2 saídas de ar, existentes no centro do tablier, para um sistema de climatização. Para esta análise, foi utilizada uma ferramenta de

CFD, neste caso o ANSYS, com a utilização de um modelo simplificado com o objetivo de reduzir o poder computacional necessário, sem colocar em causa a exatidão dos resultados.

Para o primeiro caso de estudo, considerou-se o veículo estacionado, exposto ao sol, nas condições ambientes típicas num dia de verão em Lisboa, para determinar a temperatura máxima alcançado no interior do habitáculo. Para uma temperatura ambiente de 32 °C e uma radiação solar de 874,39 W/m<sup>2</sup>, a temperatura alcançada no interior do veículo é de 56,48 °C. O valor aqui obtido serviu de ponto de partida para os estudos do funcionamento do sistema de climatização. Para além do primeiro caso de estudo, ainda foram realizadas diversas simulações onde se alterou o valor da velocidade do ar exterior, para representar o veículo em movimento, para obter uma relação entre velocidade do ar exterior e temperatura atingida. Para as velocidades de 50 km/h e 120 km/h, representantes de um estilo de condução em cidade e autoestrada, respetivamente, as temperaturas alcançadas foram 52,52 °C para os 50km/h, e 51,44 °C para os 120 km/h.

Para o terceiro caso de estudo, já se considerou o funcionamento do ar condicionado no veículo, com as 2 saídas de ar. A velocidade do ar das saídas foi definida em 13 m/s, a uma temperatura de 5 °C. Este estudo foi realizado para as velocidades de 7 km/h, representante do veículo parado, 50 km/h e 120 km/h. Partindo dos 56,48 °C no interior do veículo, apenas se alcançou os 25 °C desejados para a velocidade de 120 km/h passados 23 min. Apesar de para as outras velocidades nunca se ter atingido os 25 °C, a temperatura do habitáculo baixou dos 26 °C passados 31 min a 7 km/h, e 27 min a 50 km/h.

Para o quarto caso de estudo, tentou melhorar-se o tempo demorado a atingir o conforto térmico através de renovação de ar. Esta renovação seria causada pela abertura das portas e janelas ao entrar no carro. Considerando que a pressão no habitáculo aumenta quando a temperatura no seu interior também aumenta, abrir as janelas para fazer o equilíbrio dessa pressão com a pressão atmosférica resulta numa renovação de cerca de 17% do ar, reduzindo a temperatura do habitáculo para 51,85 °C, em contraste com os 56,48 °C iniciais. Considerando uma renovação de 40%, que simula a condução curta do veículo com as janelas abertas, antes de ligar o ar condicionado, a temperatura do habitáculo baixou ainda mais, para os 46,4 °C. Nestas condições, o conforto térmico no habitáculo é atingido após 18 min com o sistema de ar condicionado ligado, para os 17% de renovação de ar e 50 km/h; e 11 min para os 40% de renovação e 50 km/h, havendo possibilidade de diminuir o tempo

necessário para atingir conforto através da adoção de comportamentos por parte dos ocupantes.

No quinto caso de estudo, procurou-se reduzir ainda mais o tempo demorado até atingir o conforto térmico aumentando as saídas de ar para 4 e 6. Para as 4 saídas de ar, acrescentou-se 1 saída em cada extremidade do tablier. Para as 6, acrescentaram-se às 4 ainda mais 2 saídas, de menor diâmetro, na zona dos pés do condutor. No caso das 6 saídas, a velocidade do ar das saídas de cima foram reduzidas para 10 m/s, e a velocidade das saídas inferiores foi definida em 3 m/s, mantendo em todas os 5 °C. Estes estudos foram realizados para a velocidade de 50 km/h e 17% de renovação. Os 25 °C foram alcançados em cerca de 25 s para ambos os casos.

Com os casos de estudo realizados, e os valores de temperatura tanto do interior como das superfícies estabelecido, realizou-se o cálculo das cargas térmicas totais do habitáculo. Estas cargas somadas resultam em 1768,4 W, onde 1020,29 W destes são causados pela radiação. Esta potência obtida será referente à potência do condensador, sendo a potência do evaporador 2033,2W, 15% acima da anterior para garantir o bom funcionamento do sistema quando as condições são mais favoráveis. Juntamente com esta potência, fez-se a seleção do sistema a implementar e os componentes. Quanto ao sistema, este optou-se por ser o mais simples possível devido ao espaço e custo disponíveis. Os componentes, considerou-se um compressor de alhetas, um condensador de fluxo paralelo, que já tem incluído o separador de líquido, evaporador de tanque múltiplo, um orifício calibrado ao invés de uma TXV, uma válvula solenoide e uma válvula de 4 vias para inverter o ciclo entre ar condicionado e bomba de calor.

Para estes componentes apenas se fez uma seleção preliminar dos quais deverão ser instalados no veículo. Esta pré-seleção foi realizada através do programa de seleção disponibilizado pela Danfoss, Coolselector®, e os componentes aqui apresentados têm as especificações desejadas para os respectivos equipamentos a serem utilizados no futuro

## **6.1. Desenvolvimento futuro**

Através dos estudos efetuados foi possível fazer uma seleção preliminar dos componentes a adotar para o sistema final. Num desenvolvimento futuro, seria importante

fazer a implementação destes componentes num veículo teste, de modo a possibilitar um ensaio de bancada. Através deste ensaio, averiguar-se-ia se a especificações dos componentes selecionados, de facto, é capaz de alcançar os valores obtidos em simulação. Se este fosse o caso, passar-se-ia à adaptação deste sistema num sistema automóvel. Isto implicaria a seleção de equipamento concebidos para utilização final em veículos, através dos componentes usados no ensaio de bancada e das suas especificações.

Adicionalmente, seria interessante para o projeto, realizar os mesmos casos de estudo contabilizando também a insuflação de ar novo e perceber a sua influência no habitáculo, a níveis de aumento das potências necessárias e qualidade de ar. Algo que se repetiu em todos os casos de estudo, foi que a climatização realizou-se apenas por arrefecimento do ar do interior do veículo, sem insuflação de ar novo, à exceção da abertura das janelas no início da condução. Este cenário foi considerado uma vez que o sistema de aquecimento presente no veículo também não utiliza ar exterior. Para além disto, para os estudos realizados, este seria o cenário que minimizaria os tempos necessários para obtenção da temperatura alvo.

# Referências

- [1] J. Temming, “Comfort Requirements for Heating, Ventilation and Air Conditioning in Motor Vehicles,” *Hum. Factors Transp. Res.*, pp. 67–75, 1980.
- [2] C. Pineau, “The psychological meaning of comfort,” *Appl. Psychol.*, vol. 31, no. 2, pp. 271–282, 1982, doi: 10.1111/j.1464-0597.1982.tb00097.x.
- [3] C. Consortium, “Assessment of thermal climate in operator’s cabs,” *Seminar*, no. November, pp. 71–82, 1999, [Online]. Available: Assessment of thermal climate in operator’s cabs
- [4] B. W. Olesen, “Thermal comfort,” vol. 6, 1982, doi: 10.1201/9780849375477-379.
- [5] R. T. Terms, “Fanger’s methods,” 2002.
- [6] ISO 7730:2005, “International Standard International Standard - ISO 7730:2005,” *Iso*, vol. 2005, 2005, [Online]. Available: [www.iso.org](http://www.iso.org)
- [7] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers - ASHRAE, “Thermal environmental conditions for human occupancy,” *ANSI/ASHRAE Stand. - 55*, vol. 7, p. 6, 2017.
- [8] I. Teodoreanu, E.; Bunescu, “Thermal comfort: A Scientific Paper,” no. 1, 2007, doi: 10.1201/9780849375477-379.
- [9] A. Lajunen, Y. Yang, and A. Emadi, “Review of Cabin Thermal Management for Electrified Passenger Vehicles,” *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 69, no. 6, pp. 6025–6040, 2020, doi: 10.1109/TVT.2020.2988468.
- [10] M. Simion, L. Socaciu, and P. Unguresan, “Factors which Influence the Thermal Comfort Inside of Vehicles,” *Energy Procedia*, vol. 85, no. November 2015, pp. 472–480, 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2015.12.229.
- [11] Q. Zhou, “Thermal Comfort in Vehicles,” *Univ. Gavle Fac. Eng. Sustain. Dev.*, no. August, pp. 1–31, 2013.
- [12] R. Musat and E. Helerea, “Parameters and Models of the Vehicle Thermal Comfort,” *Acta Univ. Sapientiae Electr. Mech. Eng.*, vol. 1, pp. 215–226, 2009, [Online].

Available: <http://www.acta.sapientia.ro/acta-emeng/C1/emeng1-19.pdf>

- [13] F. C. . C. P. Y. Houghton, “Determination of Comfort Zone,” *ASHVE Transacions*, 1923.
- [14] P. Srinivasnagar and D. K. Mangalore, “Department of Mechanical Engineering Department of Mechanical Engineering,” vol. 4, p. 6061, 2013.
- [15] K. Fabbri, “Indoor thermal comfort perception: A questionnaire approach focusing on children,” *Indoor Therm. Comf. Percept. A Quest. Approach Focus. Child.*, pp. 1–302, 2015, doi: 10.1007/978-3-319-18651-1.
- [16] K. Parsons, *Human Thermal Environment: The effects of hot, moderate and cold environments on human health, comfort and performance*. 2014. doi: 10.7202/1022009ar.
- [17] H. M. Vernon and C. G. Warner, “The influence of the humidity of the air on capacity for work at high temperatures,” *J. Hyg. (Lond).*, vol. 32, no. 3, pp. 431–462, 1932, doi: 10.1017/S0022172400018167.
- [18] C. P. YAGLOU and D. MINARD, “Control of heat casualties at military training centers,” *A.M.A. archives of industrial health*, vol. 16, no. 4. pp. 302–316, 1957.
- [19] C. James and K. Mc, “Problems Confronting,” pp. 1207–1210, 1955.
- [20] ISO 7243, “INTERNATIONAL STANDARD ISO Ergonomics of the thermal environment — Assessment of heat stress using the WBGT ( wet bulb globe,” *Int. Stand.*, vol. 2017, 2017.
- [21] A. K. Roy Choudhury, P. K. Majumdar, and C. Datta, *Factors affecting comfort: human physiology and the role of clothing*, no. 1985. Elsevier Masson SAS., 2011. doi: 10.1533/9780857090645.1.3.
- [22] M. Taleghani, M. Tenpierik, S. Kurvers, and A. Van Den Dobbelsesteen, “A review into thermal comfort in buildings,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 26, pp. 201–215, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2013.05.050.
- [23] GAGGE AP, STOLWIJK JAJ, and NISHI Y, “Effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response,” *ASHRAE Transactions*, vol. 77, no. pt 1 paper 2192 p 247-63. pp. 247–263, 1971.

- [24] A. P. Gagge, J. A. J. Stolwijk, and J. D. Hardy, "Comfort and thermal sensations and associated physiological responses at various ambient temperatures," *Environ. Res.*, vol. 1, no. 1, pp. 1–20, 1967, doi: 10.1016/0013-9351(67)90002-3.
- [25] M. C. Gameiro da Silva, "Measurements of comfort in vehicles," *Meas. Sci. Technol.*, vol. 13, no. 6, 2002, doi: 10.1088/0957-0233/13/6/201.
- [26] R. R. Gonzalez, Y. Nishi, and A. P. Gagge, "Experimental evaluation of standard effective temperature a new biometeorological index of man's thermal discomfort," *Int. J. Biometeorol.*, vol. 18, no. 1, pp. 1–15, 1974, doi: 10.1007/BF01450660.
- [27] R. R. Gonzalez, G. Advanced, and B. Associates, "A STANDARD PREDICTIVE INDEX OF HUMAN RESPONSE," no. January 1972, 2021.
- [28] A. P. Nishi, Y.; Gagge, "Effective Temperature Scale for Physiological Response," *Aviat. Sp. Environ. Med.*, vol. 48, pp. 97–107, 1977.
- [29] H. Search, C. Journals, A. Contact, M. Iopscience, and I. P. Address, "The eupatheostat," vol. 249.
- [30] I. Standard, "ISO 14505-2 Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of thermal environments in vehicles - Part 2: Determination of equivalent temperature," *ISO 14505*, vol. 2006, 2006.
- [31] H. O. Nilsson and I. Holmér, *Comfort climate evaluation with thermal manikin methods and computer simulation models*, vol. 13, no. 1. 2003. doi: 10.1034/j.1600-0668.2003.01113.x.
- [32] T. Bedford, "The warmth factor on comfort at work: A psysiological study of heating and ventilation," 1936.
- [33] D. P. Wyon and C. Tennstedt, "A new method for the detailed assessment of human heat balance in vehicles - Volvo's thermla manikin, VOLTMAN," 1985.
- [34] T. L. Madsen, B. Olesen, and K. Reid, "New Methods for Evaluation of the Thermal Environment in Automotive Vehicles.," *ASHRAE Trans.*, vol. 92, no. pt 1B, pp. 38–54, 1986.
- [35] M. Douglas and C. Proprietary, "Passenger Compartment Model," vol. 207, no. March, pp. 179–184, 1993.

- [36] W. Whiteley and P. M. Car, "The evolution of automotive air conditioning," *Engineering*, no. June, pp. 20–23, 2008.
- [37] R. K. Shah, "Automotive air-conditioning systems-historical developments, the state of technology, and future trends," *Heat Transf. Eng.*, vol. 30, no. 9, pp. 720–735, 2009, doi: 10.1080/01457630802678193.
- [38] M. Bentrchia, M. Alshatewi, and H. Omar, "Developments of vapor-compression systems for vehicle air-conditioning: A review," *Adv. Mech. Eng.*, vol. 9, no. 8, pp. 1–15, 2017, doi: 10.1177/1687814017717186.
- [39] M. Bentrchia, M. Alshitawi, and H. Omar, "Developments of alternative systems for automotive air conditioning - A review," *J. Mech. Sci. Technol.*, vol. 32, no. 4, pp. 1857–1867, 2018, doi: 10.1007/s12206-018-0342-2.
- [40] P. Srivastava, K. Sharma, and R. Jha, "Modeling of Fixed Displacement Swash Plate Compressor: A Mathematical Approach towards Calculation of Shaft Torque and Volumetric Efficiency," *SAE Tech. Pap.*, vol. 2016-Febru, no. February, 2016, doi: 10.4271/2016-28-0172.
- [41] A. S. Ravikumar, N. Karwall, and R. K. Shah, "Recent developments in automotive condensers and receiver-dryer technology," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2005, doi: 10.4271/2005-01-1770.
- [42] H. Kawai, Y. Hirao, Y. Aoki, K. Ishii, M. Hayashi, and H. Iyokawa, "Study on a laminate-type evaporator of automobile air conditioning system," *SAE Tech. Pap.*, no. 41 2, 1993, doi: 10.4271/930147.
- [43] C. C. Shen and J. H. Lu, "Analysis of the Performance of the Evaporator of Automotive Air Conditioning System," *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 15, no. 1, pp. 19–38, 2014, doi: 10.1007/s12239.
- [44] J. Hartl, "Plug-in Hybrid Electric Vehicle HVAC Optimization," 2012, [Online]. Available: [https://scholarworks.wmich.edu/honors\\_theses/1779](https://scholarworks.wmich.edu/honors_theses/1779)
- [45] A. Ibrahim and F. Jiang, "The electric vehicle energy management: An overview of the energy system and related modeling and simulation," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 144, p. 111049, Jul. 2021, doi: 10.1016/J.RSER.2021.111049.

- [46] Z. Zhang, J. Wang, X. Feng, L. Chang, Y. Chen, and X. Wang, “The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 91. Elsevier Ltd, pp. 443–463, Aug. 01, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.04.005.
- [47] Nissan, *Nissan Leaf Service Manual: Section Ventilation System*. 2009.
- [48] K. Li *et al.*, “Investigation on the Influence of Refrigerant Charge Amount on the Cooling Performance of Air Conditioning Heat Pump System for Electric Vehicles,” *J. Therm. Sci.*, vol. 28, no. 2, pp. 294–305, 2018, doi: 10.1007/s11630-018-1056-6.
- [49] BMW, *BMW Service Manual: Section Heating System*. 2014.
- [50] Hyundai, “Hyundai and Kia Turn Up EV Efficiency with New Heat Pump Technology,” 2020. <https://www.hyundai.news/eu/articles/press-releases/hyundai-and-kia-turn-up-ev-efficiency-with-new-heat-pump-technology.html>
- [51] J. Wu, G. Zhou, and M. Wang, “A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 174, no. July 2019, p. 115258, 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115258.
- [52] Z. Qi, “Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles - A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 38, pp. 754–764, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.07.038.
- [53] M. O. Mclinden and M. L. Huber, “( R ) Evolution of Refrigerants,” 2020, doi: 10.1021/acs.jced.0c00338.
- [54] T. Tamura, Y. Yakumaru, and F. Nishiwaki, “Experimental study on automotive cooling and heating air conditioning system using CO<sub>2</sub> as a refrigerant,” *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 8, pp. 1302–1307, 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.010.
- [55] Y. Lee and D. Jung, “A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, no. 1, pp. 240–242, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.004.
- [56] J. Peiró and S. Sherwin, “Finite Difference, Finite Element and Finite Volume Methods for Partial Differential Equations,” *Handb. Mater. Model.*, vol. m, no. January 2005, pp. 2415–2446, 2005, doi: 10.1007/978-1-4020-3286-8\_127.

- [57] A. Lintermann, *Computational Meshing for CFD Simulations*. 2021. doi: 10.1007/978-981-15-6716-2\_6.
- [58] I. Sadrehaghighi, “Mesh Generation in CFD,” *CFD Open Ser.*, vol. 1, p. 151, 2018.
- [59] J. P. Holman, “Heat Transfer,” *Internacional Student Edition*. p. 676, 1986.
- [60] “Engineering Toolbox.” [https://www.engineeringtoolbox.com/material-properties-t\\_24.html](https://www.engineeringtoolbox.com/material-properties-t_24.html)
- [61] Carrier, “MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO CARRIER - 2ª Edición.” pp. 1–660, 2017.
- [62] “Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE),” vol. 21, no. 58, pp. 99–104, 2005, [Online]. Available: <https://www.unhcr.org/publications/manuals/4d9352319/unhcr-protection-training-manual-european-border-entry-officials-2-legal.html?query=excom> 1989
- [63] D. C. Wilcox, *Turbulence Modelling for CFD 3rd Edition*. 1993. [Online]. Available: <http://www.dcwindustries.com>
- [64] B. E. Launder and D. B. Spalding, “Lectures in Mathematical Models of Turbulence,” *Academic Press*. p. 176, 1972.
- [65] F. R. Menter, “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605, 1994, doi: 10.2514/3.12149.
- [66] T. Comfort, “Chapter 11. automobiles,” no. Figure 1.
- [67] A. Grundstein, V. Meentemeyer, and J. Dowd, “Maximum vehicle cabin temperatures under different meteorological conditions,” *Int. J. Biometeorol.*, vol. 53, no. 3, pp. 255–261, 2009, doi: 10.1007/s00484-009-0211-x.
- [68] Z. Zhang, W. Li, C. Zhang, and J. Chen, “Climate control loads prediction of electric vehicles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 110, pp. 1183–1188, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.08.186.
- [69] American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc., *ASHRAE Handbook: Refrigeration (SI Edition)*, vol. 30329, no. 404. 2010.

# Anexos

## **Anexo 1: Dados obtidos através do PVGIS**

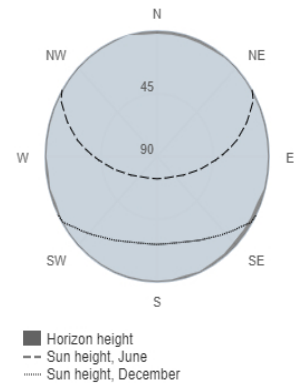
# Daily irradiance data

PVGIS-5 geo-temporal irradiation database

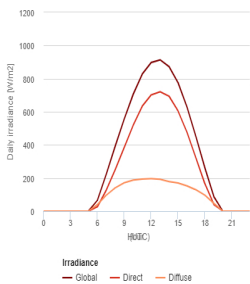
## Provided inputs

Latitude/Longitude: 38.740,-9.150  
 Horizon: Calculated  
 Database used  
 Month: July

## Outline of horizon at chosen location:



## Daily average irradiance on fixed plane with slope 0° and azimuth 0°

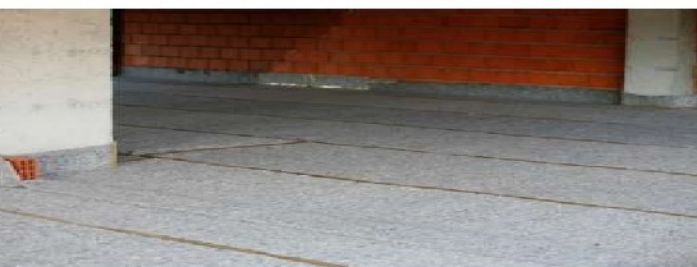


### Irradiance on a fixed plane

Time	00:45	01:45	02:45	03:45	04:45	05:45	06:45	07:45	08:45	09:45	10:45	11:45	12:45	13:45	14:45	15:45	16:45	17:45	18:45	19:45	20:45	21:45	22:45	23:45
<b>G(i)</b>	0	0	0	0	0	0	65	224	394	557	706	827	898	913	872	776	628	450	261	87	0	0	0	0
<b>Gb(i)</b>	0	0	0	0	0	0	26	127	252	385	518	633	702	720	694	605	476	321	164	40	0	0	0	0
<b>Gd(i)</b>	0	0	0	0	0	0	39	97	141	171	188	193	196	193	178	171	152	129	96	47	0	0	0	0

G(i): Global irradiance on a fixed plane [W/m2].  
 Gb(i): Direct irradiance on a fixed plane [W/m2].  
 Gd(i): Diffuse irradiance on a fixed plane [W/m2].

## **Anexo 2: Propriedades da manta de isolamento acústico**



## SECTOR:

- ✓ Residencial
- ✓ Comercial
- ✓ Industrial
- ✓ Automóvel

Aumente a poupança de energia

Ref <sup>a</sup> .	Comp. x Largura	Área	Ø
<b>ACUSTIC 05</b>	25m x 1,20m	30m <sup>2</sup>	± 44 cm
<b>ACUSTIC 10</b>	12,5m x 1,20m	15m <sup>2</sup>	± 41 cm
<b>ACUSTIC 20</b>	12,5m x 1,20m	15m <sup>2</sup>	± 57 cm

## COMPOSIÇÃO

Feltro insonorizante composto por Fibras de Algodão, Fibras de Polyester e resina termoendurecível.

100% Reciclável.

## Dados Técnicos

	<b>ACUSTIC 05</b>		<b>ACUSTIC 10</b>		<b>ACUSTIC 20</b>	
• Espessura	5 mm		10 mm		20 mm	
• Rigidez Dinâmica	38 MN/m <sup>3</sup>		17 MN/m <sup>3</sup>		11 MN/m <sup>3</sup>	
• Condutibilidade Térmica	0,0388 W/(m°C)		0,0366 W/(m°C)		0,0374 W/(m°C)	
• Resistência Térmica	0,92 m <sup>2</sup> C°/W		0,76 m <sup>2</sup> C°/W		0,89 m <sup>2</sup> C°/W	
• Resistência à tração e Alongamento com Ciclo de Temperatura	Antes ciclo	Após ciclo	Antes ciclo	Após ciclo	Antes ciclo	Após ciclo
	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura	Temperatura
• Transversal (N/50 mm)*	145 (N/50 mm)	178 (N/50 mm)	192 (N/50 mm)	137 (N/50 mm)	394 (N/50 mm)	371 (N/50 mm)
• Longitudinal (N/50 mm)*	96 (N/50 mm)	77 (N/50 mm)	100 (N/50 mm)	60 (N/50 mm)	170 (N/50 mm)	179 (N/50 mm)
• Isolamento Sonoro a sons de condução aérea - Piso	56 dB		57 dB		57 dB	
• Redução da transmissão de sons de precursão ΔLw de revestimentos de piso	21 dB		25 dB		32 dB	
• Isolamento Sonoro a sons de condução aérea – Parede divisória leve	---		43 dB		43 dB	
• Isolamento Sonoro a sons de condução aérea – Reforço de Isolamento	---		---		62 dB	
• Isolamento Sonoro a sons de condução aérea – Parede de Alvenaria Dupla	50 dB		51 dB		---	
• Temperatura de Utilização	-25º a 80º (°C)		-25º a 80º (°C)		-25º a 80º (°C)	

\*A nível visual e libertação de odores, não se verificaram alterações, após ensaio de ciclo temperaturas.

## Aplicações

- Construção / Reabilitação de Edifícios;
- Construções Modulares - Madeira, Aço Leve;
- Piso Cerâmico;
- Piso Parqué Flutuante;
- Piso Soalho Pregado ou Colado;
- Isolamento de Paredes;
- Isolamento de Pontes Acústicas;



### **Anexo 3: Propriedades da corticite**



**AMORIM**  
CORK COMPOSITES

## AMORIM PRO 80

REINVENTING HOW CORK ENGAGES THE WORLD  
A REINVENTAR A FORMA COMO A CORTIÇA ENVOLVE O MUNDO



Amorim Pro Underlay Range  
Gama de Underlays Amorim Pro

## Cork & Recycled Eva Underlay Underlay de Cortiça e Eva Reciclado

### Target applications Aplicações específicas

Laminate and Wood Floors  
Pisos laminados e de madeira

Reduction of the Impact Sound  
Redução do som de impactos

### Features Características

Excellent Thermal Insulation  
Excelente isolamento térmico

High Durability  
Elevada durabilidade

Density: >250 Kg/m<sup>3</sup>  
Densidade: >250 kg/m<sup>3</sup>

Tensile Strength: ≥ 200 kPa  
Resistência à tração: ≥ 200 kPa

Compressibility: 15-40%  
Compressibilidade: 15-40%

Recovery after: ≥ 60%  
Recuperação após: ≥ 60%

18 dB\*

### Impact sound reduction (IS) Redução do som de impactos (IS)

Thermal Resistance: 0,035 (m<sup>2</sup>·°C/W)  
Resistência Térmica: 0,035 (m<sup>2</sup>·°C/W)

### Thermal properties Propriedades térmicas (EN1946-2)

\* Flooring System: Laminate Floor + PRO 80 + Concrete Slab  
\* Sistema de pavimento: pavimento laminado + PRO 80 + laje de betão

**AMORIM PRO 80**  
Agglomerated Cork & EVA Underlay

Most suitable for  
glued down wood floors

- High durability and long term resilience
- Can be adhered with nearly all common flooring adhesives
- Creates a warm and comfortable walking surface underfoot and reduces in room step sound
- Independently tested on ECMA certified laboratory
- Tested according to MMFA/EPLF requirements group 1

ENVIRONMENTAL DATA	
Weight (kg/m <sup>2</sup> )	1,345
Chemical emissions (according to EN 13959)	0,000
TECHNICAL REQUIREMENTS	
ISO 9001	ISO 14001
PHYSICAL AND MECHANICAL PROPERTIES	
Density (kg/m <sup>3</sup> )	250-300
Tensile Strength (kPa)	200-400
Compressibility (%)	15-40%
Recovery after 24h (%)	60-90%
ACOUSTICAL RESULTS	
Impact Sound Reduction (dB)	18
Thermal Resistance (m <sup>2</sup> ·°C/W)	0,035

www.amorimcork.com/pt/80

Amorim Pro Underlay Range  
Gama de Underlays Amorim Pro

## Technical data Ficha técnica

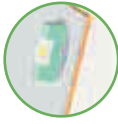
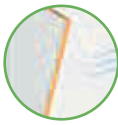
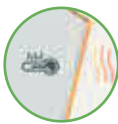


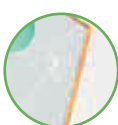
<b>Punctual Conformability</b> Adaptabilidade pontual (PC)	<b>Compressive Strength</b> Resistência à compressão (CS)	<b>Compressive Creep</b> Deformação por compressão (CC)
--	---	---

up to 0,5 mm  
até 0,5 mm

≥ 90 kPa

≥ Tests being performed  
≥ Testes em curso

### Performance Underlay PRO 80 Underlay PRO 80 desempenho

					
<b>Punctual Conformability</b> Adaptabilidade pontual	<b>Water vapour</b> Diffusion resistance Resistência à difusão do vapor de água	<b>Thermal Resistance</b> Resistência térmica	<b>Compressive Strength</b> Resistência à compressão	<b>Impact Sound Reduction</b> Redução do som de impactos	<b>Resistance to Large Ball</b> Resistência à queda de objetos
●●●●●	●●●●●	●●●●●	●●●●●	●●●●●	●●●●●

## Other Information Outras Informações

### Recommended adhesives

- Wood floor to AMORIM PRO 80 : Water-Based Emulsion/Polyurethane Glue;
- AMORIM PRO 80 to slab/screed: Water-Based Emulsion/Acrylic Adhesives.

### Adesivos recomendados

- Suelo de madeira a AMORIM PRO 10: emulsão acúosa/adhesivo de poliuretano;
- AMORIM PRO 10 a losa/pavimento: emulsão acúosa/adhesivos acrílicos.

## **Anexo 4: Propriedades do ABS**

## TECHNICAL DATA SHEET

## B401SOFT

### TDS B007 | STANDARD HIGH IMPACT ABS CAPPED WITH A SOFT TOUCH TPU FINISH

GENERAL			
Property	Method	Unit	ATHLON <sup>EX</sup> trusions™ ABS
Density <sup>2</sup>	ISO 1183	g / cm <sup>3</sup>	1.06
MECHANICAL			
Tensile Strength at yield	ISO 527-2 / 50	MPa	35
Tensile E Modulus	ISO 527-2	%	1950
Elongation at Break	ISO 527-2	kJ / m <sup>2</sup>	10
Charpy Impact notched	ISO 179 / 1eA	kJ / m <sup>2</sup>	20
Charpy Impact unnotched	ISO 179 / 1eU	kJ / m <sup>2</sup>	31
OPTICAL			
Gloss / Matt level at 60° <sup>1</sup>	ISO 2813	Units	10 - 20
THERMAL			
Heat Deflection Temperature	ISO 75-2 / A	°C	93
Vicat Softening Point	ISO 306 / B50	°C	99
OTHERS			
Flammability	UL94	Rating	HB
Thermoforming temperature range (recommended)		°C	145 – 170C
Mould Shrinkage	ISO 294-4	%	0.5 – 0.8

Remark: These technical data of our products are typical ones.  
The actually measured values are subject to production variations.

- 1 Gloss values are attained from smooth finish thermoformed parts
- 2 Density for black sheet is 1.07

## **Anexo 5: Propriedades da tela asfáltica**

# MOPLY N PLUS 2,5 KG AL NATURAL

MOPLY N PLUS 2,5 KG AL NATURAL é uma membrana impermeabilizante de betume plastomérico APP, com flexibilidade a baixas temperaturas (-10 °C), sem armadura e acabamento na face inferior em filme termo fusível e na face superior com acabamento em alumínio gofrado de 0,08 mm de cor natural.

## VANTAGENS

- Melhor flexibilidade e garantia de durabilidade. Substitui a membrana de oxiasfalto fornecendo um processo produtivo menos poluente.
- Melhor comportamento a altas temperaturas e melhor flexibilidade ao frio (-10 °C) conferindo à membrana um envelhecimento mais tardio.

O recobrimento superior de alumínio gofrado com 0,08 mm, proporciona:

- Excelente estabilidade dimensional.
- Grande resistência aos raios UV.



## APLICAÇÃO

- É aplicada totalmente aderida como membrana de acabamento superior em coberturas não transitáveis com autoproteção metálica, especialmente para reabilitação.
- Solução adequada para o tratamento de peitoris. (Nos peitoris com altura superior a 1 m e abas com inclinação > 15 %, a membrana será fixada mecanicamente ao suporte).
- Não deve ser usada sobre isolamento térmico.
- É uma membrana não armada, adequada para proteger a membrana principal da intempérie (radiação ultravioleta, ozono, etc.).

## REGULAMENTAÇÃO

- Em conformidade com a norma EN 13707. Certificada com a marcação CE Nº 0099/CPR/A85/0065.
- Sistema de Qualidade de acordo com a ISO:9001.

## IMPERMEABILIZAÇÃO BETUMINOSA

A SOPREMA reserva-se o direito de modificar os dados referidos sem aviso prévio e nega qualquer responsabilidade em caso de anomalias provocadas por utilização indevida do produto. Os valores indicados na ficha técnica correspondem aos valores médios dos testes realizados no nosso laboratório.

## APLICAÇÃO EM OBRA

- **SUORTE:**  
Deve apresentar uma superfície seca, firme, regular, limpa e livre de materiais soltos.
- A membrana superior deverá estar totalmente aderida à inferior e é colocada mantendo o mesmo sentido e de maneira que a sobreposição fique aproximadamente centrada na membrana inferior.
- Aplica-se fogo de uma maneira homogênea (maior calor representa maior retracção) ao longo da membrana sem chegar à sobreposição, que se realizará posteriormente, uma vez que é importante que a temperatura seja igual em toda a zona. A aplicação da chama deve realizar-se até à eliminação do filme antiaderente.
- As membranas dispõem-se de maneira a que não coincidam mais de três no mesmo ponto.
- As soldaduras de sobreposição realizam-se com fogo, com uma largura mínima de 8 cm.



## PRECAUÇÕES

Saúde, segurança e meio ambiente:

- A membrana não contém componente perigosos. Cumpre com os requisitos em matéria de higiene, segurança e meio ambiente. Para mais informação, consulte a ficha de segurança.

Rastreabilidade:

- A rastreabilidade do produto está assegurada por um código de produção na etiqueta.

## APRESENTAÇÃO E ARMAZENAMENTO

	<b>MOPLY N PLUS 2,5 KG AL NATURAL</b>
Peso (Kg/m <sup>2</sup> )	2,5 (-5%+10%)
Comprimento (m.)	10 (± 1%)
Largura (m.)	1
m <sup>2</sup> /rolo	10
Rolos/paleta	39
m <sup>2</sup> /paleta	390
Acabamento	Camada Superior: Alumínio natural e Alumínio vermelho Camada Inferior: filme termo fusível
Armazenamento	Vertical. Armazenado dentro da embalagem original, em local seco e protegido das intempéries.

## IMPERMEABILIZAÇÃO BETUMINOSA

A SOPREMA reserva-se o direito de modificar os dados referidos sem aviso prévio e nega qualquer responsabilidade em caso de anomalias provocadas por utilização indevida do produto. Os valores indicados na ficha técnica correspondem aos valores médios dos testes realizados no nosso laboratório.

## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

CARACTERÍSTICAS	Método de ensaio	MOPLY N PLUS 2,5 KG AL NATURAL	Unidade
Comportamento a um fogo externo	ENV 1187	-	-
Reacção ao fogo	EN 13501-1:2002 (EN ISO 11925-2)	E	-
Estanquidade	EN 1928:2000 (B)	Aprovado (10 kPa)	-
Força máxima em tensão (L x T)	EN 12311-1	280 ± 100    280 ± 100	N/50 mm
Alongamento (L x T)	EN 12311-1	NPD	%
Resistência à penetração de raízes	EN 13948	NE	-
Resistência a uma carga estática	EN 12730 (A)	NPD	kg
Resistência ao impacto	EN 12691:2006	NPD	mm
Resistência ao rasgamento (prego) (L x T)	EN 12310-1	NE	N
Resistência das juntas à pelagem	EN 12316-1	NE	N/50 mm
Resistência das juntas ao corte (L x T)	EN 12317-1	NE	N/50 mm
Envelhecimento artificial por exposição prolongada a elevada temperatura	EN 1296 (12 semanas)	NE	EN 1109 / 1110
Envelhecimento artificial por exposição prolongada a uma combinação de radiação UV, elevada temperatura e água	EN 1297	NE	EN 1850-1
Flexibilidade a baixas temperaturas	EN 1109	≤ -10	°C
Substâncias perigosas	-	NPD	-

## OUTRAS CARACTERÍSTICAS

OUTRAS CARACTERÍSTICAS	Método de ensaio	Unidade	Valor
Defeitos visíveis	EN 1850-1	Aprovado	-
Retilinearidade	EN 1848-1	Aprovado (<20 mm/10 m)	-
Massa por unidade de superfície	EN 1849-1	2,50 ±10%	kg/m <sup>2</sup>
Espessura	EN 1849-1	-	mm
Espessura da faixa de sobreposição	EN 1849-1	-	mm
Estanquidade à água após dobragem a baixa temperatura	EN 13897	-	%
Estabilidade dimensional	EN 1107-1	NPD	%
Estabilidade dimensional sob acção duma variação cíclica de temperatura	EN 1108	-	mm
Resistência ao escorrimento a elevada temperatura	EN 1110	≥ 70	°C
Aderência de granulado	EN 12039	NE	%
Propriedades de transmissão de vapor de água	EN 1931	20000	μ

E - Elegível, NE - Não elegível, NPD - Prestação não determinada



## IMPERMEABILIZAÇÃO BETUMINOSA

A SOPREMA reserva-se o direito de modificar os dados referidos sem aviso prévio e nega qualquer responsabilidade em caso de anomalias provocadas por utilização indevida do produto. Os valores indicados na ficha técnica correspondem aos valores médios dos testes realizados no nosso laboratório.

**Anexo 6: Relatório do equipamento equivalente selecionado (Coolselector®)**

# Coolselector2

## Project information

Project name:  
 Comments:  
 Created by:  
 Coolselector2 version: 5.3.0. Database: 101  
 Printed: 01 October 2023  
 Preferences used: All applications

## Condensing units 1

### Operating conditions

Refrigerant: R1234yf  
 Evaporating dew point temperature: 0.0 °C Ambient temperature: 32.0 °C  
 Evaporating pressure: 3.158 bar Subcooling: 0 K  
 Useful superheat: 8.0 K Additional subcooling: 0 K  
 Additional superheat: 0 K Altitude: 0 m  
 Return gas temperature: 8.0 °C  
**Rating conditions:** Custom  
**Required cooling capacity:** 1.319 kW

### Selection: OP-MSSM018SCW09G, R1234yf

Model	P-MSSM015SCW09G	P-MSSM015SCW05G	P-MSSM018SCW09G	P-MSSM018SCW05G	P-MSSM021SCW09G
Code number	114X7292	114X7239	114X7293	114X7240	114X7294
Compressor model	SC15G	SC15G	SC18G	SC18G	SC21G
Product range	Optyma™ Slim Pack	Optyma™ Slim Pack	Optyma™ Slim Pack	Optyma™ Slim Pack	Optyma™ Slim Pack
Product version	W09	W05	W09	W05	W09
Refrigerant	R1234yf	R1234yf	R1234yf	R1234yf	R1234yf
Cooling [kW]	1.142	1.142	1.318	1.318	1.569
COP cooling [W/W]	2.03	2.03	2.04	2.04	2.12
Total power [kW]	0.562	0.562	0.645	0.645	0.740
Total current [A]	3.451	3.451	3.923	3.923	3.741
Frequency [Hz]	50	50	50	50	50
Power supply	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph	220 - 240 V 1 ph
Tc [°C]	38.6	38.6	39.6	39.6	41.0

### Selected code number and spare parts

**Code number:** 114X7293. OP-MSSM018SCW09G

## Ecodesign

<b>Model: OP-MSSM018SCW09G. Compliant with Ecodesign 2018</b>		
Refrigerant: R1234yf		
Item	Value	Unit
<b>Evaporating temperature</b>	-10.0	°C
Return gas temperature	20.0	°C
<b>Parameters at full load and ambient temperature 32.0 °C</b>		
Rated cooling capacity	0.928	kW
Rated power input	0.564	kW
Rated COP	1.65	
<b>Parameters at full load and ambient temperature 25.0 °C</b>		
Cooling capacity	1.052	kW
Power input	0.568	kW
COP	1.85	
<b>Parameters at full load and ambient temperature 43.0 °C</b>		
Cooling capacity	0.783	kW
Power input	0.584	kW
COP	1.34	

# Coolselector2

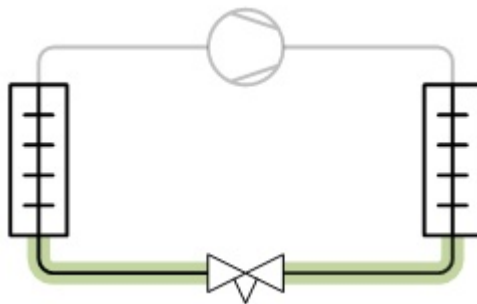
## Electronic expansion valve: Electronic expansion valve 1

### Operating conditions

Refrigerant:	R1234yf	Cooling capacity:	1.318 kW
Mass flow in line:	42.03 kg/h	Heating capacity:	1.909 kW
Evaporating temperature:	0.0 °C	Condensing temperature:	42.0 °C
Evaporating pressure:	3.158 bar	Condensing pressure:	10.71 bar
Useful superheat:	8.0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	71.2 °C		

**System and line:** Dry expansion system. Liquid line

**Selection criteria:** Load: 80. Distributor pressure drop: 0 bar



### Selection: ETS 6-14



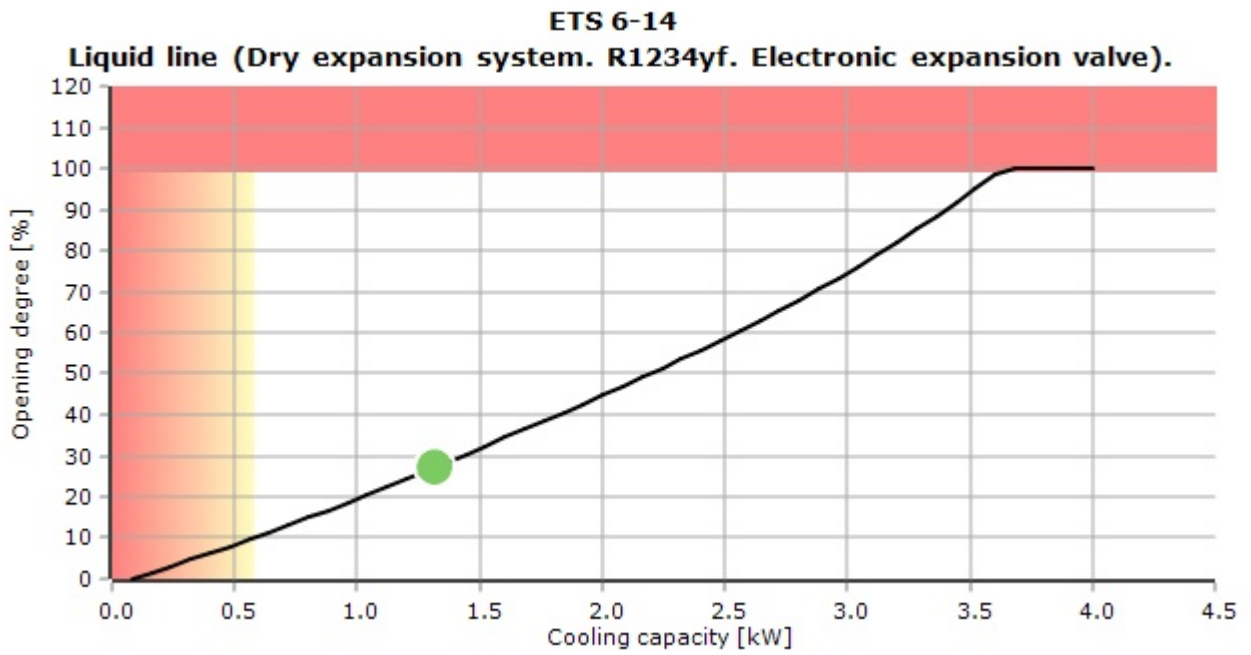
Type	ETS 6-08	ETS 6-10	ETS 6-14	ETS 6-18	ETS 6-25
NS	8	8	8	6	8
Max. capacity [kW]	0.942	1.629	3.640	6.377	12.18
Min. capacity [kW]	0.226	0.301	0.580	1.029	2.567
Load [%]	140	81	36	21	11
DP [bar]	7.552	7.552	7.552	7.552	7.552
Velocity, in [m/s]	0.40	0.40	0.40	0.91	0.40

### Selected code numbers for ETS 6-14

**ETS 6 - 14:** 034G5010. Min. order quantity: 100 pcs. May not be available in your country

**ETS 6:** 034G5100. Min. order quantity: 100 pcs. May not be available in your country

Performance curve



# Coolselector2

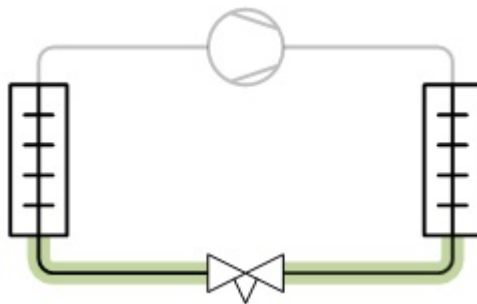
## Solenoid valve: Solenoid valve 1

### Operating conditions

Refrigerant:	R1234yf	Cooling capacity:	1.318 kW
Mass flow in line:	42.03 kg/h	Heating capacity:	1.909 kW
Evaporating temperature:	0.0 °C	Condensing temperature:	42.0 °C
Evaporating pressure:	3.158 bar	Condensing pressure:	10.71 bar
Useful superheat:	8.0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	71.2 °C		

**System and line:** Dry expansion system. Liquid line

**Selection criteria:** Velocity: 1.00



### Selection: ICS 25-10 ext



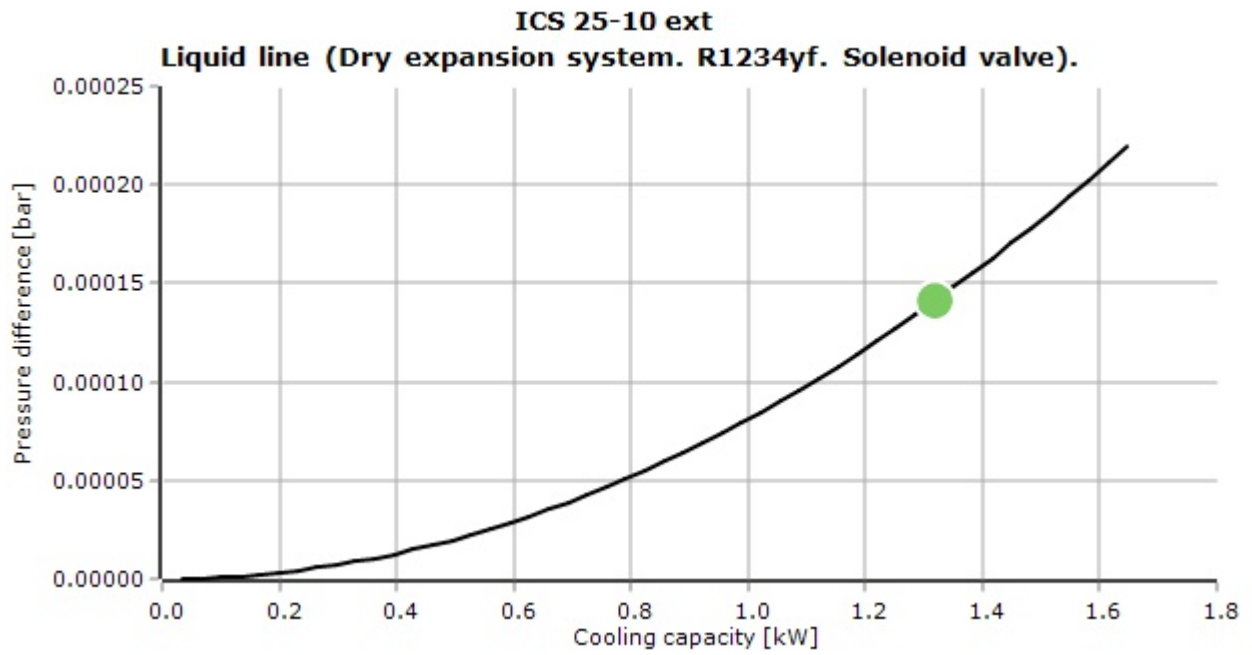
Type	ICS 25-5 ext	ICS 25-10 ext	ICS 25-15 ext	ICS 25-20 ext
NS	25	25	25	25
Kv [m <sup>3</sup> /h]	1.7	3.5	6	8
DP [bar]	0.001	0.000	0.000	0.000
DT_sat [K]	0.0	0.0	0.0	0.0
Velocity, in [m/s]	0.02	0.02	0.02	0.02
Valve state	Open	Open	Open	Open

### Selected code number for ICS 25-10 ext

**ICS1 25-10:** 027H2030. May not be available in your country

# Coolselector2

## Performance curve



# Coolselector2

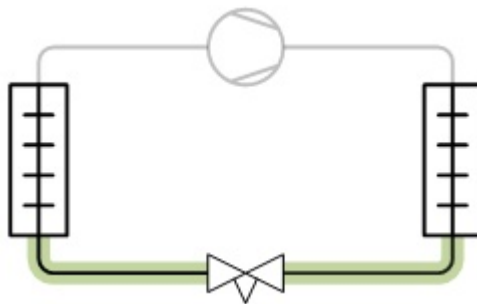
## Filter drier: Filter drier 1

### Operating conditions

Refrigerant:	R1234yf	Cooling capacity:	1.318 kW
Mass flow in line:	42.03 kg/h	Heating capacity:	1.909 kW
Evaporating temperature:	0.0 °C	Condensing temperature:	42.0 °C
Evaporating pressure:	3.158 bar	Condensing pressure:	10.71 bar
Useful superheat:	8.0 K	Subcooling:	0 K
Additional superheat:	0 K	Additional subcooling:	0 K
Discharge temperature:	71.2 °C		

**System and line:** Dry expansion system. Liquid line

**Selection criteria:** Velocity: 1.00



### Selection: DCL 052.5



Type	DCL 162	DCL 032.5	DCL 052.5	DCL 082.5	DCL 033
NS	6	8	8	8	10
Cores	1	1	1	1	1
Kv [m <sup>3</sup> /h]	0.547	0.842	0.968	0.968	1.05
Kv_calc [m <sup>3</sup> /h]	0.547	0.842	0.968	0.968	1.05
DP [bar]	0.006	0.002	0.002	0.002	0.002
DT_sat [K]	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Velocity, in [m/s]	0.63	0.37	0.37	0.37	0.23
Drying capacity at 24.0 °C [kg]	24.5	4.371	6.981	11.15	4.371
Drying capacity at 52.0 °C [kg]	22.21	3.961	6.327	10.11	3.961
Charge [kg]	0.2315	0.0523	0.08717	0.1169	0.0523

# Coolselector2

Selected code number for DCL 052.5

**DCL:** 023Z4507. *May not be available in your country*

## Performance curve

