



FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

**Soluções Compactas de Dissipação de Calor para
Aplicação Tecnológica em Capacetes - Estudo Numérico**

Filipe Cardoso Simões Ferreira Neves

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

Orientadora: Prof.^a Sónia Isabel Silva Pinto

Co-Orientadora: Eng.^a Marta Catarina Sá Campos

29 de Junho de 2020

Soluções Compactas de Dissipação de Calor para Aplicação Tecnológica em Capacetes - Estudo Numérico

Filipe Cardoso Simões Ferreira Neves

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

29 de Junho de 2020

Resumo

A evolução tecnológica no campo da eletrônica tem vindo a permitir a criação e divulgação de tecnologias ao público a uma celeridade nunca antes vista. Contudo, a compactação do número de transistores incorporado nos equipamentos que se utiliza no nosso quotidiano, leva a necessidades de escoar os fluxos de calor gerados por estes equipamentos em espaços cada vez mais exíguos.

A presente dissertação visa o estudo de modos de dissipação de calor dos fluxos gerados por este tipo de equipamentos, em particular para aplicação em capacetes com função de *heads up display*. Para o efeito, procedeu-se à modelação dos componentes em SolidWorks e sucessiva simulação recorrendo às ferramentas numéricas do ANSYS.

Para este estudo, procurou-se introduzir progressivamente soluções de maior complexidade até encontrar uma que cumprisse todos os requisitos definidos: temperatura do chip inferior a 115°C, temperatura no interior do capacete próxima dos 28°C e evitar problemas de fluência nos componentes do capacete.

A solução passou pela criação de um sistema de condutas que permitisse promover convecção forçada no dissipador, cuja função é absorver o calor do chip. Para tal recorreu-se a um ventilador de pequenas dimensões que desenvolve um escoamento a 2 m/s na zona de transferência de calor. Para solucionar o problema associado à fluência procedeu-se à introdução de isolamento térmico em aerogel de sílica, de forma a proteger o revestimento do capacete na zona mais afetada termicamente. Por fim, para resolver a temperatura no interior do capacete optou-se por uma solução à base de materiais de mudança de fase, visto permitirem manter uma temperatura bem definida, o que, para o caso da parafina selecionada, corresponde a 28°C.

Palavras chave

Dissipador de calor compacto, convecção, isolamento térmico, materiais de mudança de fase, dinâmica de fluidos computacional

Abstract

Recent technological evolution has allowed the creation and widespread availability of new technologies to the public at a rate never witnessed before. However, condensing the number of transistors that are part of our every day equipments comes at the cost of the necessity of dissipating ever growing quantities of heat energy, in increasingly small spaces.

The current dissertation ensues the study of heat dissipation methods for the heat fluxes generated by these equipments, in particular for application in helmets with heads up display functionalities. With that purpose in mind, these components were modeled using SolidWorks for later simulation using ANSYS software.

The study focused on solutions of increasing complexity until the defined requirements were met: chip's surface temperature of 115°C, temperature of the helmet's interior surface around 28°C and the avoidance of creep in the helmet's components.

Bearing this issues in mind, a system of ducts was designed in order to allow forced convection on the heat sink. This was accomplished with the introduction of a ventilator which induced a air flow of 2 m/s on the heat transfer zone. The solution to the creep problem was met by insulating the zone most affected by the heat with silica aerogel. Lastly, solving the temperature problem in the interior wall of the helmet was accomplished with the inclusion a cold source in the form of a phase change material, since this allows the definition of a stable temperature, in the case of the selected paraffin, 28°C.

Keywords

Compact heat sink, convection, thermal isolation, phase change materials, computational fluid dynamics

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos os que tornaram a realização deste projeto possível, quer por auxílio direto no trabalho, quer por ajuda num foro mais pessoal.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer à minha orientadora Prof.^a Sónia Pinto, por propor o projeto e ter sido uma grande fonte de ajuda e conforto ao longo da realização desta dissertação. É verdade que os moldes da realização deste trabalho não foram os mais adequados, fruto dos tempos que vivemos, situação Covid-19, mas as suas palavras, boa disposição e despreocupação foram vitais em alturas de maior sufoco.

Gostaria de deixar os meus sinceros agradecimentos ao CeNTI por me ter disponibilizado todos os meios necessários à realização deste projeto, distinguindo quem me acompanhou desde o primeiro dia, a minha co-orientadora Eng.^a Marta Campos e o meu "bombeiro" em tempos de aflição Eng. João Ferraz. A vossa ajuda e disponibilidade foram imprescindíveis à realização deste trabalho e guardo para mim com muita gratidão as palavras da Eng.^a Marta: "Eu posso não saber ajudar-te, mas prometo que te arranjo quem saiba".

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e, em particular, ao Departamento de Engenharia Mecânica, gostaria de agradecer por me terem disponibilizado todas as condições para adquirir uma formação superior de excelência e me terem preparado para integrar no mercado de trabalho.

Aos meus pais, um grande obrigado por me criarem e me terem dado tudo quanto sempre desejei. Se hoje me formo e sou quem sou, a vocês se deve em absoluto.

Aos meus amigos, um caloroso obrigado por estarem lá nos momentos em que a cabeça já não podia pensar mais em trabalhar e me ajudarem a recarregar energias com a vossa presença e carinho.

E por último, gostaria de deixar um grande obrigado aos meus avós, que para além de me ajudarem a criar, desde pequeno me incutiram a importância do ensino superior e cujas histórias de vida são um verdadeiro exemplo para mim. A vós, meus avós, deixo um beijo sentido e é com muita felicidade e amor que vos dedico este trabalho.

Filipe Ferreira Neves

"Courage and perseverance have a magical talisman, before which difficulties disappear and obstacles vanish into air."

- John Quincy Adams

Índice de Conteúdos

Resumo	i
Abstract	iii
Agradecimentos	v
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas	xv
Abreviaturas e Nomenclatura	xvii
1 Introdução	1
1.1 Motivação do projeto	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Estrutura da dissertação	2
2 Estado da arte	3
2.1 Identificação do problema	3
2.2 Soluções no mercado	3
2.3 Permutadores de calor	5
2.3.1 Convecção natural a ar	6
2.3.2 Convecção forçada a ar	8
2.3.3 Arrefecimento com fluidos no estado líquido	9
2.3.4 <i>Microchannel heat exchangers</i>	10
2.3.5 <i>Heat pipes</i>	10
2.4 Permutadores de calor compactos	11
2.5 Técnicas para melhorar a transferência de calor	12
2.5.1 Técnicas passivas	12
2.5.2 Técnicas ativas	13
2.6 Materiais	14
2.6.1 Nano fluidos	15
2.6.2 Materiais para dissipadores	15
2.7 Efeito de <i>Peltier</i>	16
3 Modelação numérica do problema	19
3.1 Fenómenos físicos	19
3.2 Aplicação numérica	22

4 Considerações sobre o modelo	25
5 Metodologia, resultados e discussão	29
5.1 Teste para definição da base	29
5.1.1 Análise da qualidade de malha	30
5.1.2 Descrição do modelo	34
5.1.3 Resultados	34
5.2 Dissipação de calor por convecção natural	37
5.2.1 Design	37
5.2.2 Descrição do modelo	38
5.2.3 Análise da qualidade da malha	39
5.2.4 Resultados	43
5.2.5 Influência do material do dissipador	44
5.3 Dissipação de calor por convecção forçada	45
5.3.1 Condições de fronteira	45
5.3.2 Resultados	46
5.4 Otimização	49
5.4.1 Fluência	49
5.4.2 Temperatura interior do capacete	55
5.5 Discussão dos resultados numéricos	61
6 Conclusão e trabalhos futuros	65
6.1 Conclusão	65
6.2 Trabalhos futuros	66
Referências	73
Anexo A	75
Anexo B	77
Anexo C	81
Anexo D	85
Anexo E	89
Anexo F	91

Lista de Figuras

1	Exemplo de solução para convecção natural	4
2	Exemplo de solução para convecção forçada	4
3	Exemplo de solução utilizando <i>heat pipes</i>	4
4	Classificação sistemática de tecnologias de arrefecimento	5
5	Método de arrefecimento para um dado fluxo de calor e diferença de temperatura	6
6	<i>Heat sink</i> para convecção natural	7
7	Volume do permutador <i>vs</i> resistência térmica	8
8	Exemplo de um dissipador de calor para equipamentos eletrónicos	9
9	Representação esquemática do princípio de funcionamento dos <i>heat pipes</i>	11
10	Exemplo de um <i>heat pipe</i> alhetado	11
11	Variadas geometrias de alhetas	13
12	Condutividade térmica de diversos materiais metálicos e poliméricos	16
13	Comportamento dos semicondutores do tipo "n" e "p"	17
14	Estrutura de um módulo de <i>Peltier</i>	17
15	Elemento de volume em estudo	22
16	Modelo computacional do chip	25
17	Modelo computacional do capacete	26
18	Modelo para definição da base	29
19	Teste de convergência da malha hexagonal	31
20	Análise da <i>skewness</i> da malha hexaédrica	31
21	Teste de convergência da malha tetraédrica	32

22	Análise da <i>skewness</i> da malha tetraédrica	33
23	Malha a) Hexaédrica ; b) Tetraédrica	34
24	Análise da convergência a) Numérica ; b) Física	35
25	Contorno de temperatura a) Global ; b) Interior	35
26	a) Montagem ; b) Capacete ; c) Conjunto Chip/Dissipador ; d) Cobertura ; e) Fluido	38
27	Geometria original do fluido <i>vs</i> a simulada	39
28	Análise da convergência de malha no contacto entre o dissipador e o fluido	40
29	Análise da convergência da malha da cobertura	41
30	Análise da convergência da malha da capacete	42
31	Análise da <i>skewness</i> da malha	42
32	Parâmetros de controlo da qualidade de resultados	43
33	Contorno de temperatura a) Global ; b) Interior	44
34	Perfil térmico indesejado da circulação do ar	45
35	a) Resíduos numéricos ; b) Temperatura média global do capacete	46
36	Contornos de temperatura a) Global ; b) Interior	47
37	Vista traseira da distribuição de temperaturas	48
38	Demonstração do nível de isolamento térmico do aerogel de sílica	49
39	Geometria do aerogel	50
40	a) Original ; b) Aerogel com 1 mm de espessura ; c) Aerogel com 2 mm de espessura	50
41	Perfis de temperatura a) 10x10x3 <i>mm</i> ; b) 12x12x3 <i>mm</i> menos potente ; c) 12x12x3 <i>mm</i> mais potente	52
42	Perfis de temperatura a) versão menos potente; b) versão mais potente	53

43	Curva do ventilador selecionado	54
44	Modelo com material de mudança de fase, na zona interior do capacete	55
45	Análise de convergência de malha do coletor e do reservatório	57
46	Análise da <i>skewness</i> da malha	57
47	Parâmetros de controlo de qualidade dos resultados	58
48	Contornos de temperatura a) Global ; b) Interior	58
49	Contorno de temperatura do interior do capacete com o coletor em alumínio	59
50	Temperatura média da secção a a) Montante ; b) Jusante	62
51	Velocidade média do escoamento	63
52	Laboratório do departamento de Materiais Inteligentes	67
53	Dissipador selecionado	68
54	Contorno de temperaturas sem geração de calor pela cabeça	69

Lista de Tabelas

1 Métodos ativos	14
2 Propriedades do cobre e do alumínio	15
3 Significados das variáveis das equações de Navier-Stokes	20
4 Propriedades da esferovite e do material semicondutor	34
5 Propriedades do policarbonato e do alumínio	38
6 Propriedades termofísicas do aerogel de sílica	49
7 Valores das constantes a e b	53
8 Propriedades dos materiais de mudança de fase	56
9 Propriedades termofísicas da parafina	56

Abreviaturas e Nomenclatura

Abreviaturas

Abreviatura	Significado
BSA	<i>Body Surface Area</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CHX	<i>Compact Heat Exchangers</i>
HUD	<i>Heads Up Display</i>
HX	<i>Heat Exchangers</i>
PCM	<i>Phase Change Materials</i>

Nomenclatura

Designação	Significado	Unidades
β	Rácio área volume	m^2/m^3
Δ_i	Variação da grandeza i	-
μ	Viscosidade dinâmica	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
τ	Tensão de corte	Pa
A	Área de transferência de calor	m^2
c	Módulo da velocidade	m/s
c_p	Capacidade térmica mássica	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
e	Espessura	m
E_T	Energia total	J
$\dot{g}$	Índice de geração de calor	J/m^3
h	Altura	cm
h	Coefficiente de convecção	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
h_f	Calor latente de fusão	kJ/kg
k	Condutividade térmica	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
L	Comprimento característico	m
m	Massa	kg
Nu	Número de <i>Nusselt</i>	-
p	Pressão	Pa
Pr	Número de <i>Prandtl</i>	-
$\dot{q}$	Fluxo de calor	W/m^2
$\dot{Q}$	Potência calorífica	W
r	Raio de uma esfera	m
R	Constante de um gás perfeito	$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
R_T	Resistência térmica	$(\text{m}^2 \cdot \text{K})/\text{W}$
Re	Número de <i>Reynolds</i>	-
T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
u	Velocidade segundo x	m/s
U	Coefficiente global de transferência de calor	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
U	Energia interna	J
v	Velocidade segundo y	m/s
V	Volume do permutador de calor	m^3
w	Velocidade segundo z	m/s

1 Introdução

A necessidade de frio remonta aos tempos pré-históricos, surgindo quando o ser humano se apercebeu que os produtos provenientes da caça se mantinham próprios para consumo quando armazenados em locais frescos, como grutas ou junto à neve. Contudo, foi já no século XIX que se desenvolveu a área da refrigeração propriamente dita [1]. Nos últimos 150 anos a evolução nesta área foi notável, sendo um dos grandes desafios, hoje em dia, a dissipação de calor em aparelhos eletrónicos. Na verdade, a evolução em semi-condutores e outras tecnologias na área da mini/nano-eletrónica, associadas à crescente miniaturização dos equipamentos, levou a um aumento significativo dos fluxos de calor intervenientes nos mesmos [2]. A presente dissertação surge precisamente neste contexto. A crescente necessidade de dissipação de calor em espaços progressivamente mais confinados, apresenta-se como um desafio relevante, na medida em que há que garantir, por um lado, o devido funcionamento de equipamentos cada vez mais compactos e, por outro lado, garantir a sua eficiência, uma vez que a gestão energética e o impacto ambiental, são agora, mais do que nunca, questões de primordial importância a nível global e que têm de ser acomodadas no desenvolvimento de novos produtos.

1.1 Motivação do projeto

A relação cada vez mais simbiótica do ser humano com a tecnologia tem levado a inovações em produtos desde há muito estagnados do ponto de vista do desenvolvimento. A utilização de *Heads Up Display* (HUD's), outrora reservados para filmes de ficção científica e para aplicações muito limitadas e secretivas a nível militar, começa agora a ver alguma incorporação em dispositivos destinados ao público. Na verdade, esta tecnologia tem vindo a ter alguma adesão por parte de empresas ligadas à área dos desportos de neve e do motociclismo, ambas tentando criar produtos que permitam a ligação permanente do utilizador à rede, ainda que durante a prática de atividades que tipicamente importam a que este ficasse *offline*. Assim, têm-se destacado 2 produtos ligados à massificação da tecnologia dos HUD. Na prática dos desportos de neve, tem-se vindo a observar a introdução de óculos com esta funcionalidade, enquanto que do lado do motociclismo o foco tem sido na aplicação da tecnologia ao capacete.

Tendo em conta este contexto de desenvolvimento tecnológico, foi proposto conjuntamente com o Centro de Nanotecnologia e Materiais Técnicos, Funcionais e Inteligentes (CeNTI) o desenvolvimento do projeto de soluções de dissipação de calor compactas associadas a esta temática. Na verdade, como será referido nos próximos capítulos, os chips apresentam hoje em dia densidades de potência muito elevadas, sendo por isso um desafio criar um dispositivo que permita dissipar de forma eficiente a energia térmica resultante, sem alterar por completo o design de um produto que se encontra mais do que estabelecido no mercado.

1.2 Objetivos

Perante a conjuntura atual das aplicações dos HUD, toda a investigação tecnológica desenvolvida encontra-se protegida quer pelo sigilo militar, quer pela propriedade intelectual e patentes desenvolvidas pelas empresas que tentam emergir com um produto que revolucione o mercado. Deste modo, o presente trabalho pretende contribuir como um estudo de domínio público que crie uma base de conhecimento no que diz respeito à dissipação de calor em dispositivos deste tipo para aplicação em capacetes.

O estudo será, então, realizado efetuando uma progressão ao nível daquelas que são as tecnologias reconhecidas pelo mercado da dissipação de calor compacta, realizando análises de domínio computacional de modo a encontrar uma solução que permita cumprir com as exigências térmicas, utilizando técnicas tão simples e económicas quanto possível.

Uma vez encontrada a solução que se considere mais apropriada, a solução será testada a nível laboratorial, recorrendo ao capacete disponibilizado pelo CeNTI, instituição que permitiu e apoiou a realização deste projeto.

1.3 Estrutura da dissertação

A presente dissertação encontra-se dividida em 6 capítulos. Após o capítulo introdutório, no Capítulo 2 proceder-se-á a uma breve revisão dos trabalhos que estão a ser realizados na área dos dissipadores de calor com especial ênfase nas aplicações na área da eletrónica, visto ser o alvo do presente trabalho e um dos grandes desafios que a área enfrenta atualmente. No Capítulo 3 far-se-á uma breve introdução à temática dos métodos numéricos, assim como uma discussão sumária de como estes serão utilizados no trabalho por meio do *software* ANSYS. No Capítulo 4 serão apresentadas as considerações tomadas para o desenvolvimento das simulações numéricas, nomeadamente no que respeita ao material a utilizar e às condições a definir para o teste do modelo. No Capítulo 5 serão exploradas diferentes soluções de modo a obter uma solução viável, sendo cada um dos modelos criado por recurso ao SolidWorks e seguidamente testados recorrendo às ferramentas do ANSYS. De sublinhar que este capítulo se encontra dividido em subcapítulos que visam testar soluções progressivamente mais complexas e, consequentemente, onerosas até que se obtenha um resultado satisfatório, garantindo, deste modo, uma solução tão simples e económica quanto possível. No Capítulo 6 serão expostas as conclusões do trabalho realizado, assim como uma subsecção dedicada a trabalhos futuros, que implicariam a montagem à escala real do modelo numérico de forma a poder-se proceder à validação dos resultados. Adicionalmente, apresentam-se nos anexos deste documento os dados técnicos dos equipamentos utilizados e o artigo científico realizado no âmbito da dissertação.

2 Estado da arte

2.1 Identificação do problema

O desenvolvimento na área da eletrónica tem vindo a crescer a um ritmo alucinante. Na verdade, a lei de Moore, cunhada em 1965, tem-se vindo a consolidar como um pilar do desenvolvimento tecnológico nos últimos 50 anos [3]. Esta lei dita que o número de transistores que é possível acomodar numa determinada unidade de volume duplica a cada dois anos. Contudo, nos últimos anos tem-se verificado uma aceleração deste fenómeno, tendo-se passado a observar essa duplicação a cada 18 meses [4].

A capacidade de processamento dos aparelhos eletrónicos tem sofrido avanços absolutamente revolucionários. Para contextualizar, o mais comum dos telemóveis atuais tem cerca de um milhão de vezes o poder de processamento do computador que colocou o Homem na lua em 1969 [5]. Este aumento da capacidade dos equipamentos eletrónicos vem, em contrapartida, acompanhado de um aumento da potência elétrica dissipada, o que se traduz em necessidades de remoção de calor cada vez mais elevadas, em espaços progressivamente mais reduzidos. De facto, o fluxo de calor associado à micro-eletrónica e à eletrónica de potência atinge hoje valores da ordem dos 300 W/cm^2 , com a necessidade de manter a temperatura abaixo dos $85 \text{ }^\circ\text{C}$ [2].

Diante destas necessidades verifica-se que o desenvolvimento dos dissipadores de calor para este tipo de aplicações se tem vindo a dar em torno de geometrias que permitam maximizar a área de transferência de calor e, ou permitam maximizar o coeficiente de transferência de calor, uma vez que o fluxo de calor e a diferença de temperaturas permitida são funções do próprio dispositivo.

2.2 Soluções no mercado

O mercado ligado ao setor da permutação de calor é vasto e possui diversos intervenientes, nomeadamente, produtores e vendedores. Em particular, o setor de mercado dedicado à concepção e produção de dissipadores de calor para equipamentos eletrónicos de pequena dimensão, apresenta maioritariamente 3 soluções distintas. No que concerne a soluções em que o fluxo de calor envolvido seja baixo, a maioria dos produtores concorda na tipologia de sistema a utilizar, recorrendo a sistemas de dissipação de calor por convecção natural ou convecção forçada. Para além disso, a solução tecnológica é, também, comum à maioria dos fabricantes. No caso da convecção natural, recorrem a placas alhetadas, conforme se pode observar na Figura 1.

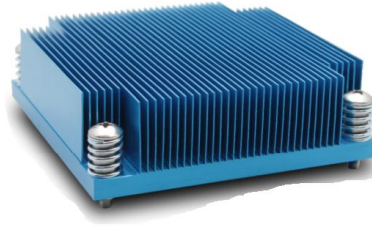


Figura 1: Exemplo de solução para convecção natural [6].

Nas soluções com convecção forçada recorre-se, adicionalmente, a uma ventoinha para promover o escoamento, conforme se pode observar nas Figuras 2 e 8.



Figura 2: Exemplo de solução para convecção forçada [7].

Para fluxos de calor mais elevados, a indústria está a adoptar soluções à base de *heat pipes* que permitem uma melhor transferência de calor para os *heat sinks* (traduzindo literalmente: Reservatórios de calor), onde o calor será depois dissipado para a fonte fria.



Figura 3: Exemplo de solução utilizando *heat pipes* [8].

2.3 Permutadores de calor

A permuta de calor entre dois materiais a temperaturas distintas é encontrada em muitas aplicações da engenharia, sejam elas: o ar condicionado, a produção de energia, a recuperação de calor residual ou a catalização de reações químicas; todas estas tecnologias têm um dispositivo em comum, o permutador de calor.

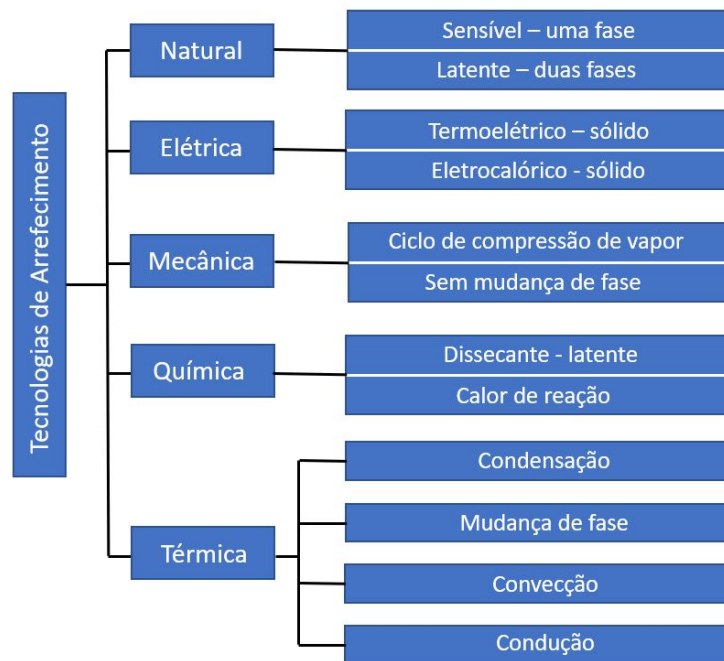


Figura 4: Classificação sistemática de tecnologias de arrefecimento baseado no tipo de energia de entrada [10].

Os permutadores de calor são comumente classificados de uma de duas formas, quanto à sua construção ou em função do fluido de trabalho [9]. Para os efeitos da presente dissertação a segunda forma será a mais relevante, pelo que podemos salientar os seguintes tipos de permutadores de calor:

- Convecção natural a ar;
- Convecção forçada a ar;
- Convecção forçada a água;
- Convecção natural por submersão em leito de fluido;

- Transferência de calor com mudança de fase;
 - Condensadores convencionais;
 - Condensadores submersos;
- *Heat pipe*;
- *Mini- or microchannel heat sinks*.

A seleção do tipo de solução a utilizar depende principalmente do fluxo de calor do processo em causa e da viabilidade de implementação da solução. De um modo geral, a convecção natural apresentará o coeficiente global de transferência de calor mais baixo, sendo adequado para baixas potências, ao passo que para super-computadores e equipamento eletrónico de alta potência a utilização de métodos de transferência de calor por submersão são recomendados [10]. Na Figura 5 apresenta-se um gráfico resumo das tecnologias supra mencionadas e as respetivas capacidades em termos de fluxo de calor.

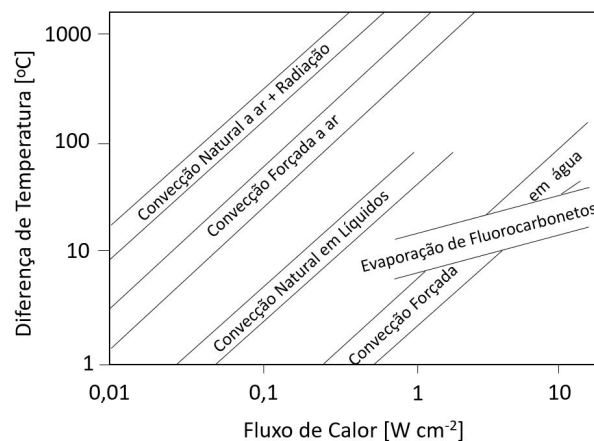


Figura 5: Método de arrefecimento para um dado fluxo de calor e diferença de temperatura [10].

2.3.1 Convecção natural a ar

Antes de referir o modo de funcionamento deste tipo de permutadores convém explicitar o que se entende por convecção natural. A convecção natural ocorre quando num fluido existem gradientes de massa volúmica fruto de uma diferença de temperaturas entre zonas distintas do fluido [9]. Esta tecnologia é utilizada sobretudo em soluções em que o fluxo de calor é baixo, visto que de todas as soluções é a que apresenta o coeficiente de transferência de calor mais

reduzido, sendo que a literatura a considera como a solução ótima para potências até cerca dos 50 W [11].

Esta tecnologia é utilizada, tipicamente, recorrendo a *Heat sinks*, ou seja, elementos que são agregados ao elemento de geração de calor com uma condutividade térmica o mais elevada possível, de forma a poder escoar através dele o calor gerado [11]. Na Figura 6 pode-se atentar numa possível montagem.

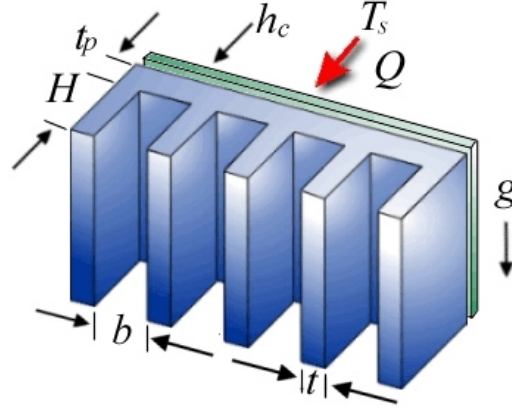


Figura 6: *Heat sink* para convecção natural [12].

Para este processo de transferência de calor opta-se tipicamente por produzir este elemento em alumínio, já que apresenta uma elevada condutibilidade, associado a uma baixa massa volúmica e custo reduzido [11]. A convecção natural apresenta uma vantagem clara relativamente às soluções indicadas no início do capítulo. Na verdade, do ponto de vista da gestão de energia é a solução mais apetecível, visto que permite a dissipação de calor sem a utilização de equipamentos auxiliares e, consequentemente, um acréscimo em gastos energéticos. Contudo, apresenta-se como uma solução muito limitada em termos de avançamento. Como se sabe da transferência de calor, a potência calorífica, é dada por:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

sendo $\dot{Q}$ a potência calorífica, U o coeficiente global de transferência de calor, A a área de transferência e ΔT a diferença de temperaturas. Tendo em conta que na convecção natural o U toma valores bastante reduzidos e ΔT está, normalmente, limitado pela aplicação, conclui-se facilmente que para um dado caso a convecção natural necessitará de uma área de transferência de calor bastante superior quando comparada com as alternativas. Com efeito, pode-se traçar o gráfico que traduz o volume do permutador de calor em função do coeficiente global de

transferência de calor. De salientar que a resistência térmica se trata do inverso do coeficiente global de transferência de calor.

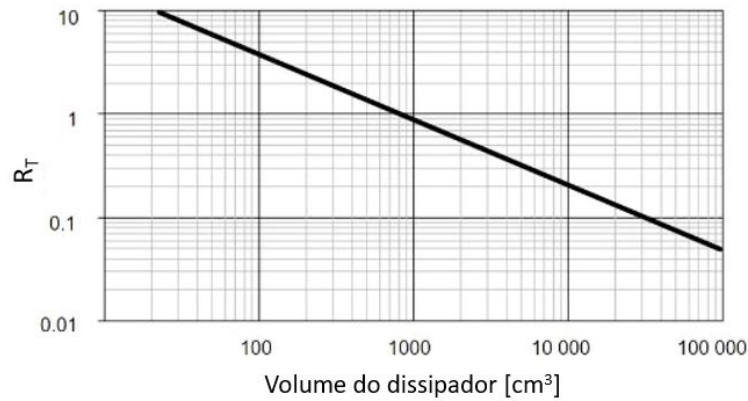


Figura 7: Volume do permutador *vs* resistência térmica [11].

Analisando a Figura 7 torna-se evidente que para potências mais elevadas a utilização de convecção natural é inviável em termos de atravancamento, e inoportável em termos económicos.

2.3.2 Convecção forçada a ar

Apresentando um coeficiente de convecção muito superior quando comparada com a convecção natural, a convecção forçada é a solução mais frequentemente encontrada no mercado atual da eletrónica de potência. Em termos construtivos este tipo de permutador de calor (HX) apresenta, tipicamente, uma estrutura à base de alhetas ocas em alumínio extrudido, sendo as alhetas otimizadas quer em termos da perda de carga que induzem no sistema, quer em termos de resistência térmica. Esta geometria permite maximizar a área de transferência de calor, induzindo ainda turbulência no escoamento, o que aumenta o coeficiente de transferência de calor [11].

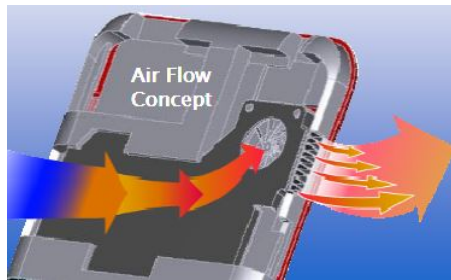


Figura 8: Exemplo de um dissipador de calor para equipamentos eletrônicos de pequena dimensão, retirado do catálogo da Sunon.

Este método de dissipação de calor apresenta-se como uma solução relativamente económica e a literatura aponta-a enquanto solução viável até uma potência de 1 MW. O projeto deste tipo de soluções prende-se maioritariamente com a escolha da geometria, caudal mássico de ar, diferença de temperatura permitida e materiais a utilizar. Um outro ponto chave no desenvolvimento destes sistemas prende-se com a necessidade da seleção do ventilador a acoplar ao dissipador de calor. A este nível deve ser selecionada uma opção que permita o caudal desejado e, simultaneamente, seja capaz de vencer as perdas de carga do permutador, de forma a garantir a devida aspiração de ar fresco [11].

2.3.3 Arrefecimento com fluidos no estado líquido

A principal vantagem desta opção está relacionada com a maior capacidade de absorver calor quando comparada com o ar, devido à sua capacidade térmica mássica (c_p) e condutividade térmica (k) superiores [11]. Contudo, este tipo de solução é, na maioria das aplicações, baseada num ciclo termodinâmico clássico, onde existe permuta de calor entre uma fonte quente e uma fonte fria. Assim, o fluido de trabalho no estado líquido acaba por ser um transporte intermediário entre a fonte de geração de calor e a fonte fria que tende a ser a atmosfera ou reservatórios de água naturais. Deste modo, apesar de estas soluções poderem sem dúvida alguma recorrer a permutadores de calor compactos, a sua integração em espaços confinados, como pode ser o caso de um computador portátil ou telemóvel, é ainda um desafio. Neste grupo de sistemas considera-se, também, estarem incluídos os sistemas de refrigeração que têm por base a mudança de fase, visto que o seu funcionamento é em tudo similar ao descrito anteriormente.

2.3.4 *Microchannel heat exchangers*

Esta tecnologia foi proposta pela primeira vez nos anos 80 para aplicação em componentes eletrónicos de grande escala. Tuckerman and Pease (1981) [13] anunciaram, à data, uma solução consistente de micro passagens para o escoamento com $50\ \mu m$ de largura e uma profundidade de $302\ \mu m$, que apresentava um coeficiente global de transferência de calor de cerca de $111\ kW/(m^2 \cdot K)$ para um trabalho de bombagem de $1,84W$. O maior fluxo de calor testado foi de $790\ W/cm^2$, o que corresponde a uma diferença de temperaturas de $71\ ^\circ C$. Relativamente, a este trabalho resta somente salientar duas questões. Por um lado, o fluido de trabalho utilizado encontrava-se no estado líquido. Por outro, a perda de carga do sistema é bastante considerável atingindo os 2 bar.

Desde então, esta tecnologia tem sido alvo de grande escrutínio por parte da comunidade científica. Na verdade, no que toca a dissipadores compactos os micro-canais apresentam-se cada vez mais como a solução a utilizar, visto que a geometria da malha de orifícios utilizada neste tipo de permutadores permite maximizar a área de transferência de calor de uma forma extremamente mais eficiente do que as soluções convencionais recorrendo a alhetas. Todavia, a teoria em torno da transferência de calor neste tipo de dispositivos é ainda uma área científica em desenvolvimento, encontrando-se, não raras vezes, discrepâncias entre os resultados de diferentes grupos de trabalho [14].

O futuro desta tecnologia aparenta, contudo, ser bastante promissor. Com efeito, a grande desvantagem deste tipo de soluções, é que para se obter a grande área de transferência de calor, a geometria é tal que impõe uma elevada perda de carga no escoamento, exigindo uma potência de bombagem bastante superior quando comparada com as soluções convencionais. Porém, estudos recentes demonstram que para diâmetros hidráulicos dos micro canais inferiores a $1\ mm$ a perda de carga associada aos dissipadores poderá ser reduzida até 60%. Esta diminuição deve-se ao facto de, nestas condições de funcionamento, se dar escorregamento na interface com a parede, o que reduz o atrito viscoso [15].

2.3.5 *Heat pipes*

À semelhança da solução anterior, também os *heat pipes* surgiram enquanto opção devido à necessidade de remoção de elevados fluxos de calor. Estes sistemas são compostos por 3 componentes principais: o fluido de trabalho, a estrutura em pavio e o reservatório. O princípio de funcionamento destes sistemas é em tudo similar a um ciclo de refrigeração clássico. O topo do pavio, denominado de evaporador, que se encontra embebido no fluido de trabalho, está em contacto com a fonte de calor dando-se a evaporação do fluido. O vapor dirige-se ao condensador, perdendo pelo caminho energia térmica sob a forma de calor latente, voltando a

condensar e a ser absorvido pela estrutura porosa do pavio. Já no estado líquido, o fluido de trabalho volta a dirigir-se ao evaporador, sendo o efeito capilar responsável pela força motriz do movimento [16]. Na Figura 9 pode-se observar esquematicamente o princípio de funcionamento destes sistemas.

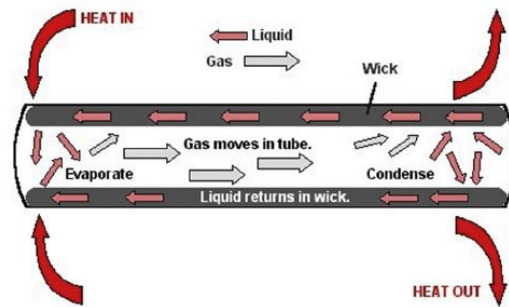


Figura 9: Representação esquemática do princípio de funcionamento dos *heat pipes* [16].

De sublinhar que estes sistemas são selados em condições de quase vácuo, sendo o interior dos *heat pipes* um sistema fechado. Existem diversas soluções para a extração de calor nestes dispositivos, sendo uma das mais económicas a utilização de alhetas acopladas ao sistema de tubos, de forma a maximizar a área de transferência de calor.

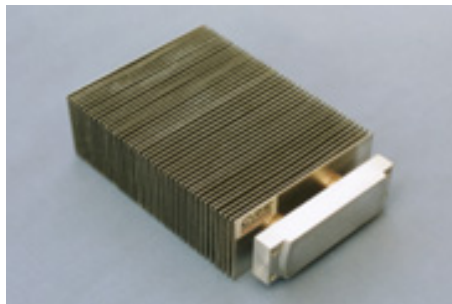


Figura 10: Exemplo de um *heat pipe* alhetado [17].

2.4 Permutadores de calor compactos

Entende-se por permutadores de calor compactos (CHX) dispositivos cujo rácio entre área de transferência de calor (A) e o seu volume (V) é bastante elevado. Esta razão é geralmente designada na literatura pela letra grega β , sendo assim referida doravante.

$$\beta = \frac{A}{V} \quad (2)$$

A transferência de calor depende em grande parte das propriedades termofísicas do fluido utilizado. Como tal, será de esperar que os valores de β que definem o HX como sendo compacto, ou não, dependam igualmente dos fluidos utilizados. Assim, propõem-se que para permutadores em que os fluidos de trabalho são do tipo gás/gás ou gás/líquido, para serem considerados compactos, o valor do coeficiente deve ser superior ou igual a 500 ou 700 m²/m³. Nos casos em que o permutador é do tipo líquido/líquido, o valor deve ser superior a 200 ou 400 m²/m³ para que este seja considerado compacto [18].

2.5 Técnicas para melhorar a transferência de calor

O crescente aumento dos custos quer da energia, quer dos materiais, tem levado à necessidade do aumento da eficiência dos sistemas, quer em termos energéticos, quer em termos de atravancamento. Na área dos permutadores de calor, este aumento da eficiência traduz-se em duas métricas: o aumento do coeficiente de transferência de calor e a diminuição das perdas de carga no sistema [18]. O primeiro fator traduz-se em permutadores de calor de menor volume, reduzindo dessa forma os custos associados aos materiais. O segundo, diz respeito à diminuição da energia que é necessária fornecer ao fluido de trabalho, representado uma diminuição dos custos energéticos associados à operação do sistema.

Podem-se destacar, por conseguinte, dois tipos de metodologias para melhorar a transferência de calor: as técnicas passivas e as técnicas ativas.

2.5.1 Técnicas passivas

A utilização de técnicas passivas pressupõe que não existe qualquer acréscimo de energia no sistema por fontes externas. Um exemplo seria a convecção natural conforme foi mencionado anteriormente. De salientar que esta técnica é bastante atrativa quando comparada com a alternativa, visto que apresenta um custo de operação negligenciável.

As soluções a este nível concernem à geometria do próprio HX, podendo-se destacar dois casos distintos de aplicações. Por um lado, quando o fluido de trabalho é um gás, a solução tende a ser o recurso a alhetas que podem tomar as mais variadas formas, conforme se pode observar na Figura 11 [18].

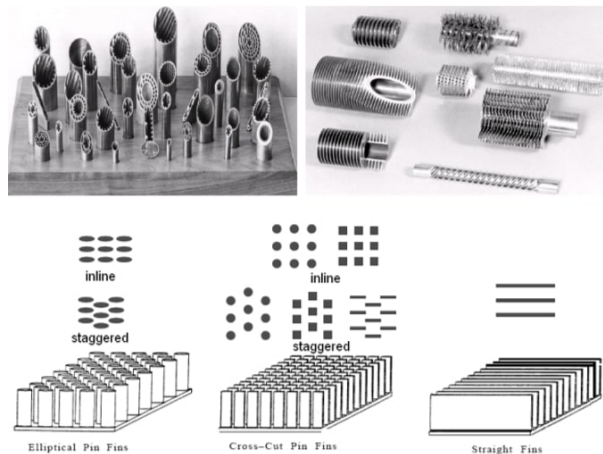


Figura 11: Variadas geometrias de alhetas para tubos interiores, tubos exteriores e placas planas [19].

Por outro lado, quando o fluido utilizado para a permuta de calor se encontra no estado líquido, as soluções passam pela utilização de permutadores de tubo com fita torcida ou alhetas em estrela [20].

Uma outra técnica passiva comumente utilizada diz respeito aos geradores de vórtices. Dispositivos que à semelhança das alhetas, podem apresentar geometrias bastante variadas. Contudo, o seu princípio de funcionamento é bastante simples. Com efeito, estes equipamentos visam promover pontos para a geração de turbulência no escoamento, permitindo dessa forma uma melhor mistura do fluido, diminuindo, conseqüentemente, o gradiente térmico entre a parede e o centro do tubo. Em alguns casos a utilização de dispositivos adicionais é desnecessária, sendo a própria rugosidade da parede suficiente para gerar a turbulência necessária à devida mistura do fluxo de fluido [18].

2.5.2 Técnicas ativas

As soluções ativas visam, à semelhança dos geradores de vórtices, promover turbulência no escoamento, permitindo, desta maneira, uma mistura mais uniforme do fluido, o que maximiza a eficiência do permutador. No que diz respeito às técnicas ativas podem-se destacar as presentes na Tabela 1.

Tabela 1: Métodos ativos [21].

Campo eletroestático	Também conhecido por bombagem eletromagnética, esta técnica consiste em aplicar um campo eletromagnético a fluidos dielétricos, promovendo uma maior transferência de calor na periferia da parede do permutador.
Vibração do fluido	Este mecanismo utiliza a própria vibração induzida pelo fluido no permutador de calor para promover a melhor mistura do fluido, aumentando a transferência de calor
Auxiliares mecânicos	Este método visa promover a mistura do fluido por ação mecânica externa, fim que pode ser conseguido por rotação da tubagem, por agitação do seio de fluido ou por raspagem da parede do permutador, utilizado em fluidos viscosos.
Vibração da superfície	Envolve a vibração da superfície de transferência de calor de modo a que a camada limite do escoamento se deteriore e recomece, induzindo o desenvolvimento de um escoamento secundário, melhorando as condições de transferência de calor.
Sucção da camada limite	Esta técnica tem por base a remoção da camada limite de forma a retomá-la a jusante. A função é conseguida por remoção de vapor através de poros na superfície. Este método pode ser utilizado quer com ebulição nucleada, quer com ebulição em filme.

A utilização de técnicas compostas, ou seja, a mistura dos métodos mencionados na Tabela 1, apresenta-se como uma solução altamente eficiente na geração de um escoamento com condições de turbulência ideais para a transferência de calor.

2.6 Materiais

Para além das soluções de foro tecnológico, também se está a desenvolver pesquisa do lado dos materiais utilizados em HX. Tem-se para o efeito procurado materiais que possuam melhores características térmicas do que as soluções convencionais. Entenda-se por melhores características térmicas uma condutibilidade térmica e capacidade térmica mássica tão altas quanto possível.

2.6.1 Nano fluidos

Os nano fluidos têm-se apresentado cada vez mais como solução quando são necessários fluidos com elevada capacidade para absorver calor, sendo hoje candidatos a substituir os refrigerantes convencionais [22]. Estes fluidos tratam-se de uma suspensão de partículas com dimensão compreendida entre 1-100 *nm* num fluido de base. As partículas em suspensão consistem usualmente de metais ou óxidos que permitem melhorar a condutividade térmica do fluido e, consequentemente, o coeficiente de convecção.

Os nano fluidos têm-se apresentado como soluções num largo espetro de situações onde esteja envolvida a permuta de calor, podendo-se destacar os setores rodoviário, nuclear, refrigeração, solar e maquinagem, como algumas das áreas onde esta tecnologia se está a revelar como um componente importante no aumento de eficiência dos sistemas [22].

No que concerne à aplicação em dissipadores de calor, os nanofluidos podem apresentar-se como uma opção em todos os sistemas em que sejam utilizados fluidos de trabalho no estado líquido, sendo por isso viável em dispositivos de dissipação de calor que recorram a convecção forçada no estado líquido, mudança de fase, *microchannels* ou *heat pipes*. Na realidade, existem diversos artigos relativos à temática, reportando a maioria deles melhorias significativas na eficiência dos dissipadores.

2.6.2 Materiais para dissipadores

À semelhança dos fluidos, também na estrutura sólida, que leva a cabo a transferência de calor para a fonte fria, é necessária uma capacidade térmica mássica e condutividade térmica tão elevada quanto possível. Devido às suas excelentes propriedades térmicas e baixa massa volúmica, o alumínio tem-se demonstrado desde há muitos anos como a solução de referência para este tipo de dispositivos. O cobre, por seu lado, é utilizado quando a massa do dispositivo não é um fator tão relevante como o atravancamento, visto que este último apresenta uma condutividade térmica superior à do alumínio ainda que a condutividade térmica específica seja inferior. Entenda-se por condutividade térmica específica o rácio entre a condutividade térmica e a massa volúmica, k/ρ .

Tabela 2: Propriedades do cobre e do alumínio, retirados da base de dados do ANSYS Fluent

	k [W/(m · K)]	ρ [kg/m ³]	(k/ρ) [W · m ² /(kg · K)]
Cobre	401	8960	0,04
Alumínio	237	2719	0,09

Alguns testes têm sido realizados com polímeros, o que permite melhorias na massa e resistência à corrosão dos dissipadores. No entanto, esta classe de materiais padece de uma grande desvantagem no que concerne à transferência de calor, a sua muito baixa condutividade térmica. Na verdade, a condutividade térmica dos polímeros é centenas a milhares de vezes inferior à dos materiais metálicos, conforme é possível observar na Figura 12 [23].

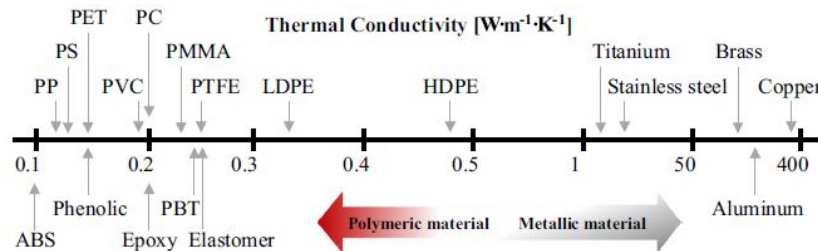


Figura 12: Condutividade térmica de diversos materiais metálicos e poliméricos [23].

Independentemente deste inconveniente, existem alguns casos de utilização deste tipo de permutadores, nomeadamente, em aplicações em solar térmico e sistemas de refrigeração por adsorção. Todavia, as soluções comerciais deste tipo de HX são raras e sem penetração de mercado, apesar da promessa de serem uma solução mais económica que as convencionais [23]. Pelo que, no contexto do presente trabalho, este tipo de permutadores não será contemplado pois, apesar de ser possível produzir um CHX que cumpra o requisito descrito na secção 2.4, para que fosse viável, as dimensões do dissipador já não seriam de todo compactas, na verdadeira aceção da palavra.

2.7 Efeito de *Peltier*

O efeito de *Peltier* trata-se de um processo termoelétrico que promove um fluxo de calor tendo como força motriz a corrente elétrica. Na verdade, este efeito trata-se somente do processo inverso ao de *Seebeck* utilizado para medição de temperatura nos termopares. À semelhança do que ocorre no efeito de *Seebeck*, também no efeito de *Peltier* é necessário recorrer a juntas compostas por materiais distintos. Assim, numa das juntas é absorvida energia térmica, arrefecendo-a, sendo esta, depois, libertada na outra junta. De salientar, ainda, que a inversão do sentido da corrente induzirá a troca da junta quente e fria [1].

Esta tecnologia é maioritariamente utilizada em circuitos eletrónicos, dado que permite a transferência de fluxos de calor significativos para volumes dos permutadores bastante diminutos. Estes permutadores são tipicamente fabricados recorrendo a semicondutores do tipo "n" ou "p", sendo a grande distinção entre ambos a direção do fluxo de calor. Desta forma, para o

mesmo sentido de corrente elétrica, a junta fria de um semicondutor do tipo "n", corresponderia à junta quente do semicondutor do tipo "p", e vice-versa [1], conforme é possível observar na Figura 13.

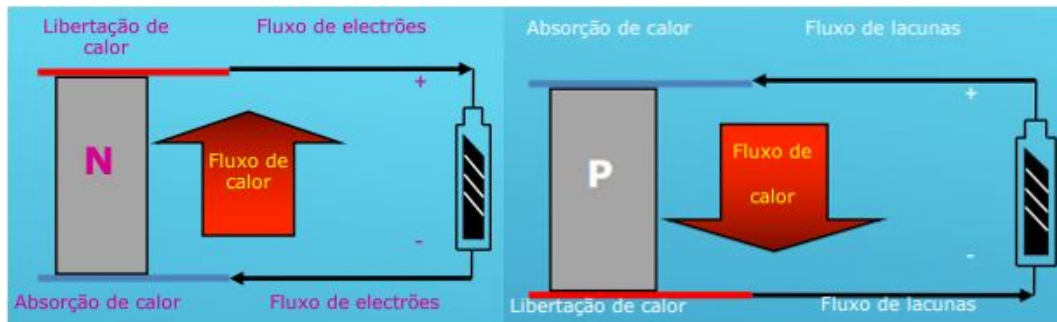


Figura 13: Comportamento dos semicondutores do tipo "n" e "p", adaptado de [1].

Com o propósito de maximizar os fluxos de calor é possível colocar os semicondutores em paralelo ou em série, sendo a solução comercial mais comum a utilização de semicondutores de ambos os tipos ligados em série entre si, conforme ilustrado na Figura 14.

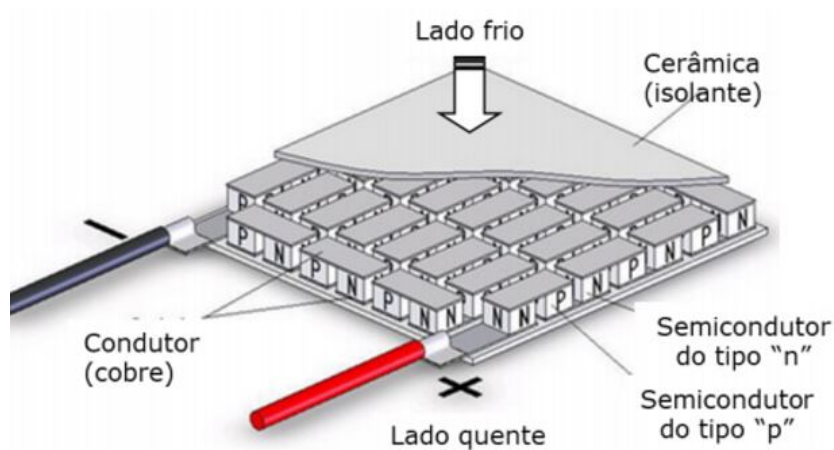


Figura 14: Estrutura de um módulo de *Peltier*, adaptado de [1].

3 Modelação numérica do problema

Antes de se iniciar a caracterização do problema propriamente dita, considera-se importante introduzir a temática dos métodos numéricos e de que forma serão aplicados ao trabalho.

3.1 Fenómenos físicos

Toda análise térmica do problema em questão foi realizada recorrendo ao *software* ANSYS. Contudo, antes de desenvolvê-la, considera-se fundamental introduzir os fenómenos físicos envolvidos na análise de mecânica dos fluidos computacional (CFD) realizada.

Ao longo desta dissertação serão estudados fenómenos de transferência de calor e de mecânica dos fluidos, sendo utilizados os modelos clássicos e considerando-se os escoamentos como laminares. Deste modo, em cada simulação assegurar-se-á a resolução das equações que se apresentam de seguida.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho \cdot u}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \cdot \left[\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \right] \quad (4)$$

$$\frac{\partial \rho \cdot v}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot w)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \cdot \left[\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} \right] \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho \cdot w}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u \cdot w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{Re} \cdot \left[\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right] + \rho g \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial E_T}{\partial t} + \frac{\partial(u \cdot E_T)}{\partial x} + \frac{\partial(v \cdot E_T)}{\partial y} + \frac{\partial(w \cdot E_T)}{\partial z} = -\frac{\partial p \cdot u}{\partial x} - \frac{\partial p \cdot v}{\partial y} - \frac{\partial p \cdot w}{\partial z} - \frac{1}{Re \cdot Pr} \cdot \left[\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right] \\ & + \frac{1}{Re} \cdot \left[\frac{\partial}{\partial x} \cdot (u \cdot \tau_{xx} + v \cdot \tau_{xy} + w \cdot \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y} \cdot (u \cdot \tau_{xy} + v \cdot \tau_{yy} + w \cdot \tau_{yz}) + \frac{\partial}{\partial z} \cdot (u \cdot \tau_{xz} + v \cdot \tau_{yz} + w \cdot \tau_{zz}) \right] \end{aligned} \quad (7)$$

As equações apresentadas são, por ordem, a equação da continuidade, a de conservação da quantidade de movimento segundo x , a de conservação da quantidade de movimento segundo y , a de conservação da quantidade de movimento segundo z e a equação da energia. Sendo que, por facilidade de leitura, se apresenta na Tabela 3 o significado de cada uma das variáveis intervenientes nas equações.

Tabela 3: Significados das variáveis das equações de Navier-Stokes

Símbolo	Significado
ρ	massa volúmica
t	tempo
u	componente segundo x do vetor velocidade
v	componente segundo y do vetor velocidade
w	componente segundo z do vetor velocidade
p	pressão estática
Re	número de Reynolds
E_T	energia total
Pr	número de Prandtl
τ_{aa}	tensão de corte no plano aa

A equação da continuidade diz respeito ao princípio da conservação da massa, assegurando-a. As equações de conservação da quantidade de movimento definem o equilíbrio de forças existente no interior do fluido. Por fim, a equação da energia, garante a 1ª lei da termodinâmica, isto é, a conservação de energia no sistema.

Uma vez explicitadas as principais equações necessárias à devida resolução do problema, resta referir as equações auxiliares que definem as variáveis utilizadas nas equações (3) a (7). Começando por explicitar a energia total, sabe-se da termodinâmica que:

$$E_T = U + \frac{1}{2} \cdot m \cdot c^2 + m \cdot g \cdot h \quad (8)$$

sendo U a energia interna, m a massa, c a velocidade, g a aceleração gravítica e h a cota do objeto. Relativamente aos números adimensionais, temos da mecânica dos fluidos e da transferência de calor que:

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot L}{\mu} \quad (9)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k} \quad (10)$$

sendo que L representa o comprimento característico do corpo, μ a viscosidade dinâmica do fluido, c_p a capacidade térmica mássica do material e k a condutividade térmica do material [24]. Por último, é necessário fazer referência à equação utilizada para a definição de estado. Como para a análise será utilizado ar como fluido de trabalho, a equação de estado utilizada será a equação dos gases perfeitos.

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (11)$$

sendo R a constante do gás, para o ar $287,1 [J/(kg \cdot K)]$ [25] e T a temperatura do mesmo.

Uma vez definida de forma completa o problema sob o ponto de vista físico resta destacar dois factos. Por um lado, a análise visa a compreensão do gradiente de temperaturas no capacete numa situação de uso corrente, sendo que a simulação será por isso realizada em regime permanente. Tal implica que as propriedades são independentes do instante temporal e portanto as equações de Navier-Stokes serão simplificadas, sendo que todos os termos que contêm derivadas parciais em ordem ao tempo são nulos. Por outro lado, somente um dos componentes em análise, o ar que promove o arrefecimento do capacete, é que terá de ser estudado recorrendo às equações de Navier-Stokes. Os restantes componentes são de análise mais simples recorrendo-se unicamente à equação da energia. O que para o caso de sólidos sujeitos, exclusivamente, a fluxos de calor, se traduz na equação (12).

$$\sum_i \dot{q}_i \cdot A_i + m \cdot c_p \cdot \Delta T = 0 \quad (12)$$

Esta equação reflete, então, que todo o saldo de energia sob a forma de calor que entra ou sai do corpo, deve traduzir-se num aumento ou redução de temperatura do mesmo. De forma a completar a descrição fenómenos físicos presentes no modelo impõe-se ainda a descrição dos tipos de fluxo de calor envolvidos - podem-se ter fluxos de calor constantes, de condução ou de convecção, respetivamente as equações (13), (14) e (15).

$$\dot{q} = Constante \quad (13)$$

$$\dot{q} = k \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (14)$$

$$\dot{q} = h \cdot \Delta T \quad (15)$$

sendo Δx a espessura do elemento e h o coeficiente de convecção.

3.2 Aplicação numérica

Antes de se avançar para as análises numéricas, considera-se, primeiro, necessário introduzir a forma como o programa processa o cálculo dos fenômenos físicos em estudo. Procurando-se não tornar densa a explicação, descrever-se-á apenas o processo para um tipo de elemento, sendo que os restantes se processam de modo similar, diferenciando-se pelas equações a utilizar. A título de simplicidade, considere-se um elemento de volume de uma das peças sólidas do modelo.

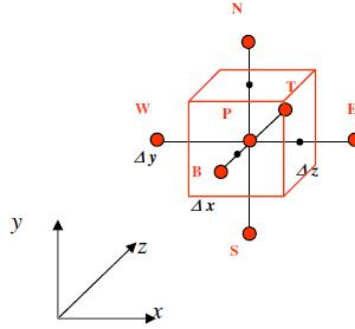


Figura 15: Elemento de volume em estudo [26].

Considere-se um elemento hexaédrico como o da Figura 15. Para este elemento P, com elementos vizinhos B, E, N, S, T e W, a equação de energia em regime permanente é do tipo:

$$a_p \cdot T_p = a_b \cdot T_b + a_e \cdot T_e + a_n \cdot T_n + a_s \cdot T_s + a_t \cdot T_t + a_w \cdot T_w + b \quad (16)$$

sendo que os parâmetros a_i representam o modo de transferência de calor entre o elemento I e o elemento P e b o parâmetro que contempla a geração interna de calor no elemento. Desta forma, assumindo que o modo de transferência de calor em vigor seria a condução, tem-se que:

$$a_b = k_b \cdot \Delta x \cdot \frac{\Delta y}{\delta z_b} \quad (17)$$

$$a_e = k_e \cdot \Delta y \cdot \frac{\Delta z}{\delta x_e} \quad (18)$$

$$a_n = k_n \cdot \Delta x \cdot \frac{\Delta z}{\delta y_n} \quad (19)$$

$$a_t = k_t \cdot \Delta x \cdot \frac{\Delta y}{\delta z_t} \quad (20)$$

$$a_w = k_e \cdot \Delta y \cdot \frac{\Delta z}{\delta x_e} \quad (21)$$

$$a_p = a_b + a_e + a_n + a_t + a_s + a_w + a_p^0 \quad (22)$$

$$a_p^0 = \rho \cdot c_p \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \quad (23)$$

$$b = \dot{g} \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot \Delta z \quad (24)$$

sendo δa_i a distância entre o centro do elemento I e o centro do elemento P, segundo a direção a . a_p^0 traduz a energia acumulada ou libertada pelo elemento e $\dot{g}$ a razão de geração de calor em W/m^3 [26].

4 Considerações sobre o modelo

Na análise térmica de dispositivos deste tipo, o elemento mais importante será, evidentemente, o elemento gerador de calor. Como a informação a nível do tipo de chip utilizado para este tipo de aplicações é bastante escassa, considerou-se como uma aproximação legítima a utilização de um chip de telemóvel de gama média/alta. Para o efeito, optou-se pelo chip da QUALCOMM: SNAPDRAGON 665, cuja potência total dissipada é de 5W de acordo com [27]. Para além disto, o chip apresenta dimensões de $15 \times 20 \times 1$ mm, podendo o modelo ser observado na Figura 16.

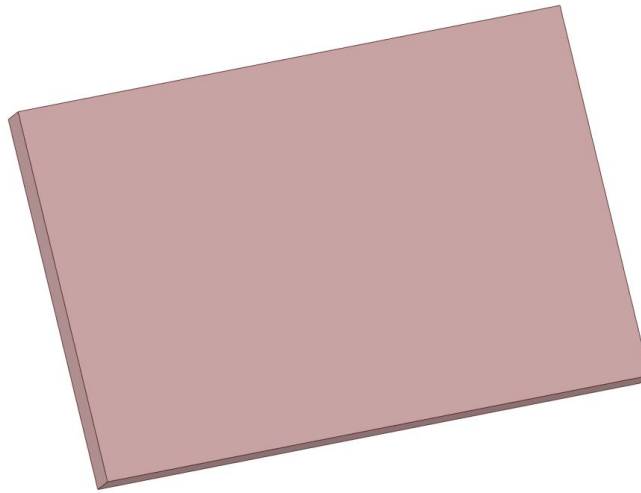


Figura 16: Modelo computacional do chip.

Tendo em conta a potência dissipada e as dimensões do chip, pode-se então determinar que a potência a definir para a termo fonte será de $16,7 \text{ MW/m}^3$.

No contacto do capacete com a envolvente foi considerada convecção natural com ar a 25°C , tendo sido seleccionado um coeficiente de convecção de $15 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, visto que este valor corresponde ao valor obtido em laboratório para o coeficiente de convecção natural em espaços fechados. Esta condição de fronteira será aplicada às faces exteriores do capacete, cujo modelo se encontra representado na Figura 17.

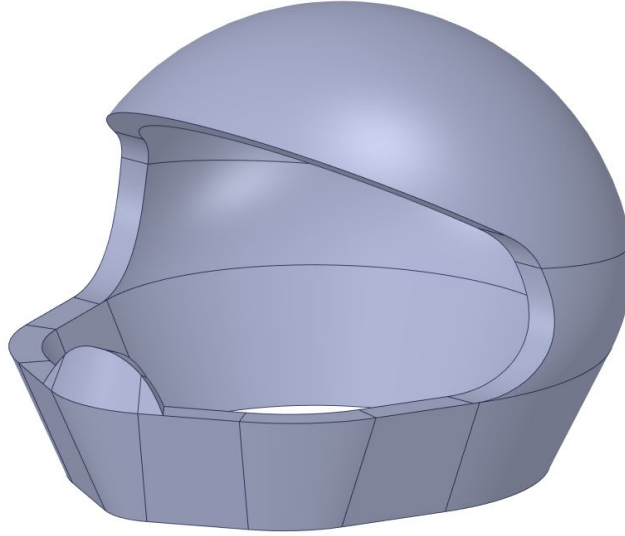


Figura 17: Modelo computacional do capacete.

Para a zona frontal interior do capacete, de modo a simular a respiração humana utilizou-se um coeficiente de convecção de $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, selecionado com base em [28], tendo-se considerado uma temperatura do ar de 300K para esta condição de fronteira.

Finalmente, para modelar com maior precisão o problema sob o ponto de vista térmico, considerou-se relevante tomar em conta as perdas térmicas por parte da cabeça em contacto com o capacete. Froese et al. (1957) [29] menciona que o fluxo de calor dissipado pela cabeça humana é proporcional à temperatura da envolvente, para valores de temperatura entre os -21 e os 32°C , de acordo com a equação (25).

$$\dot{q}(\text{Kcal}/\text{m}^2/\text{hora}) = 284,8 - 7,55 \cdot T(^{\circ}\text{C}) \quad (25)$$

Pretende-se que a temperatura máxima permitida na interface com o capacete seja a correspondente ao limite de conforto definido pela ASHRAE, isto é, 28°C . Conclui-se, assim, que o fluxo de calor será de $73,4 \text{ Kcal}/\text{m}^2/\text{hora}$, o que corresponde a $85,36 \text{ W}/\text{m}^2$. Contudo, é necessário relembrar que a área interior do capacete não corresponde à área superficial da cabeça. Com efeito, a área superficial da cabeça humana corresponde a cerca de 7 a 9% da área global do corpo (BSA), sendo que esta área pode ser calculada com base na equação (26), para um homem adulto [30].

$$BSA (\text{cm}^2) = 128,1 \cdot m^{0,44} \cdot h^{0,60} \quad (26)$$

sendo m a massa da pessoa em kg e h a altura da mesma em cm. A altura média portuguesa é de 173 cm, sendo a massa recomendada para esta altura de 69 kg. Deste modo, obtém-se uma área superficial corporal de 18174,8 cm². O que por sua vez devolve uma área da cabeça e pescoço de 1453,99 cm². Porém, como as zonas superior e traseira da cabeça são as únicas que têm contacto com o capacete, as áreas do pescoço e face devem ser excluídas. Considerou-se que 35% da área da cabeça seria uma aproximação razoável, pelo que se obtém uma área de 508,90 cm².

De forma a validar os resultados realizou-se uma análise adicional que, ainda que algo grosseira, permite ter uma noção razoável da aproximação anterior. A área da superfície esférica pode ser calculada segundo a equação (27).

$$A = 4 \cdot \pi \cdot r^2 \quad (27)$$

sendo r o raio da esfera. Atendendo a que o raio interior da camada de espuma do capacete é de 8 cm calcula-se uma área da esfera de 804,25 cm², retirando 35% da área de forma a excluir a zona da face, obtem-se uma área de 522,76 cm², o que reforça a validade do valor obtido anteriormente.

Recorrendo às ferramentas de medição disponibilizadas pelo *software* SolidWorks, a área de contacto é de 656,23 cm². Resta ponderar, então, as áreas face aos fluxos envolvidos. Desta forma, sendo a razão de área de 78% obtém-se um fluxo final de 66,58 W/m².

5 Metodologia, resultados e discussão

5.1 Teste para definição da base

Antes de se proceder ao design e simulação de soluções para a dissipação de calor, um requisito prévio foi a definição de uma situação de base com a qual se pudesse ir fazendo uma comparação de modo a avaliar as melhorias nos sucessivos designs. Para este primeiro modelo considerou-se que o chip, apresentado na Figura 16, seria colocado a meio da espessura do capacete, conforme se pode observar na Figura 18.

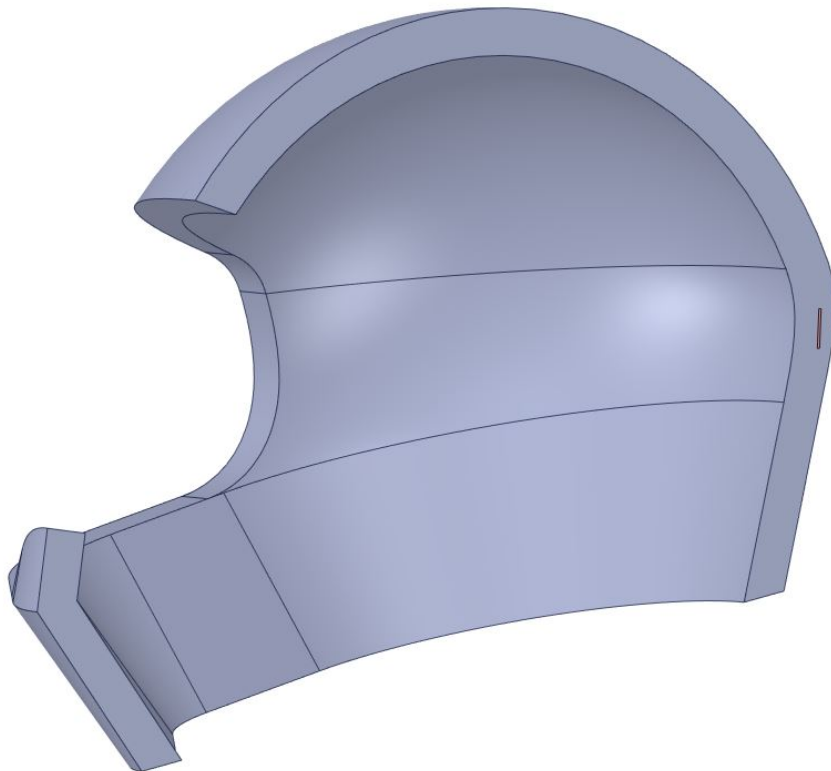


Figura 18: Modelo para definição da base.

De sublinhar que, tendo em vista a redução de poder computacional, se optou por simular somente metade da montagem, impondo condições de simetria ao plano de corte. Assim, os resultados obtidos podem ser extrapolados de forma simétrica para a restante metade do capacete. Um outro fator que importa salientar é que apesar de o capacete em análise ser composto por 3 camadas de material distintas: uma interior em espuma, uma intermédia

em esferovite e uma exterior em policarbonato; a resistência térmica (R_T) dominante será, indubitavelmente, a da esferovite, visto tratar-se da camada de maior espessura (e) e a camada com uma condutividade térmica inferior.

$$R_{Tcond} = \frac{e}{k} \quad (28)$$

5.1.1 Análise da qualidade de malha

A fim de avaliar a qualidade dos resultados utilizaram-se dois critérios de análise da qualidade da malha. O primeiro relaciona-se com o nível de ortogonalidade entre elementos. Para o efeito procedeu-se à análise da *skewness* dos elementos, uma ferramenta estatística disponibilizada pelo ANSYS Meshing. De salientar que a literatura recomenda que a *skewness* máxima se encontre limitada a um valor de 0,9, sendo que este fator é avaliado num intervalo entre 0 e 1, em que 0 representa uma ortogonalidade perfeita e 1 a total inexistência de ortogonalidade. O segundo prende-se com a necessidade de determinar qual o número de elementos para o qual o comportamento do modelo estabiliza.

Adicionalmente, 2 tipos de malha foram testados com o propósito de melhor compreender qual seria capaz de fornecer melhores resultados para as simulações vindouras.

Malha hexaédrica

A malha hexaédrica, como o nome indica, pressupõe que os elementos são compostos por sólidos com 6 faces, cuja a ortogonalidade será tão melhor quanto mais próximo o elemento for de um cubo ou paralelepípedo. Para efeitos da criação de malha, devido à complexidade geométrica do capacete, recorreu-se a uma malha do tipo *Hexa Dominant*, visto ser a única malha hexaédrica que permite a introdução de elementos piramidais e tetraédricos como complemento à malha principal, sendo por isso a única capaz de representar devidamente a geometria.

A grande vantagem deste tipo de malha reside no facto de o número de elementos ser, tipicamente, significativamente inferior ao que se obtém com uma malha tetraédrica, poupando, assim, esforço computacional.

Para validação dos resultados, foram realizados ensaios para 5 níveis distintos de refinamento de malha, 4 dos quais visam a análise da influência do refinamento da malha do capacete nos resultados. O 5º teste teve como objetivo apurar a influência da discretização da malha do chip, tendo-se chegado à conclusão de que 1 elemento seria suficiente para descrever o com-

portamento do chip na sua totalidade. A análise focou-se na temperatura máxima no chip, dado que esta condiciona o seu devido funcionamento, e na temperatura máxima no interior do capacete, já que é necessário garantir condições de conforto para o utilizador.

Os resultados da análise de convergência de malha apresentam-se na Figura 19.

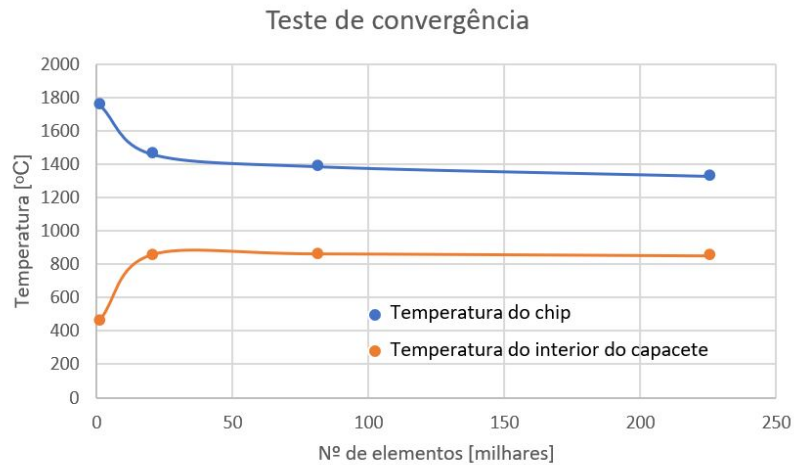


Figura 19: Teste de convergência da malha hexagonal.

Tendo como referência o resultado para o número máximo de elementos e tomando como aceitável uma diferença de 5% entre a malha simulada e o resultado para uma malha altamente refinada, conclui-se que um número de elementos de cerca de 20.000 será o ideal.

Resta, então, analisar a qualidade da malha através da *skewness*, tendo em conta que da análise anterior compreendemos que o compromisso entre tempo computacional e qualidade dos resultados se obtém para cerca de 20.000 elementos. No gráfico da Figura 20, pode-se observar a *skewness* dos elementos dessa malha.

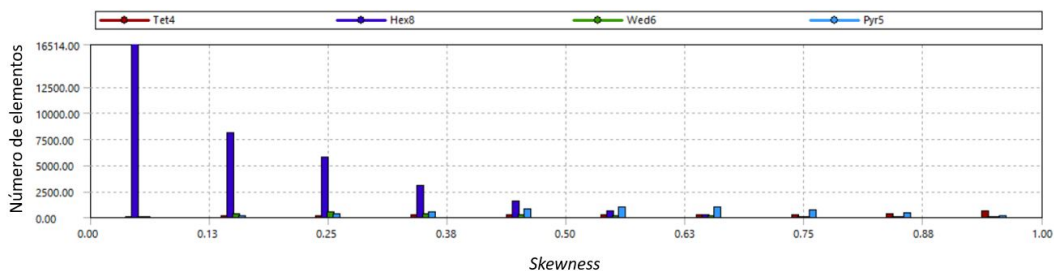


Figura 20: Análise da *skewness* da malha hexaédrica.

Conforme é possível verificar na Figura 20, apesar de a grande maioria dos elementos apresentar um valor da *skewness* inferior a 0,9, aliás, o valor médio do parâmetro em análise para a malha é de 0,225, existe ainda um número não desprezável de elementos que apresentam valores superiores ao recomendado, podendo os fenómenos físicos ser representados de forma deficiente nessas zonas.

Malha tetraédrica

A malha tetraédrica consiste em elementos compostos por sólidos de 4 faces, sendo este tipo de malha particularmente eficaz na representação de geometrias complexas, apresentando-se bastante mais versátil do que a malha hexaédrica. Para efeito da criação da malha, recorreu-se à opção *Patch Independent*, visto que a complexidade da geometria leva a que na opção predefinida (*Patch Conforming*) existam refinamentos desnecessários da malha, tornando-a menos uniforme.

À semelhança do que foi feito para a malha hexaédrica, também para a malha tetraédrica se procedeu a um estudo da influência do número de elementos no resultado final. De referir que devido à maior facilidade computacional na criação desta malha foi possível realizar um 5º teste na qual se eleva o nível de elementos ao máximo permitido pela licença. Os resultados da análise de convergência encontram-se ilustrados na Figura 21.

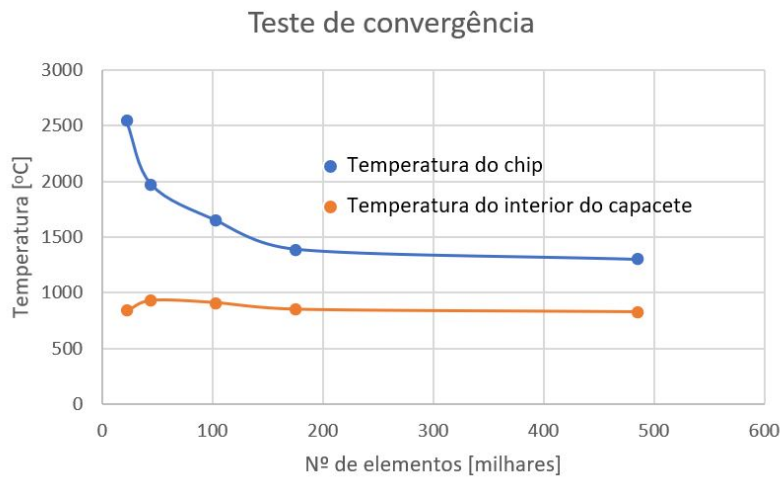


Figura 21: Teste de convergência da malha tetraédrica.

A primeira conclusão a salientar é a coerência de resultados obtidos entre cada uma das malhas testadas, visto que em ambos os casos se obtém o mesmo resultado para as temperaturas

das zonas em estudo. De seguida, é importante sublinhar que, como seria de esperar, para a malha tetraédrica, para que se obtenha o mesmo erro de 5%, será necessário um número de elementos mais elevado para descrever devidamente o fenómeno de transferência de calor. Para o efeito, interpolando entre os valores mais próximos do erro de 5%, obtemos que o número ideal de elementos será de cerca de 160 mil, ou seja, 8 vezes mais do que com a malha hexaédrica.

Procedendo à análise do parâmetro para controlo da ortogonalidade, esta foi realizada para um número de elementos de cerca de 160.000. Na Figura 22 apresenta-se a *skewness* dos elementos.

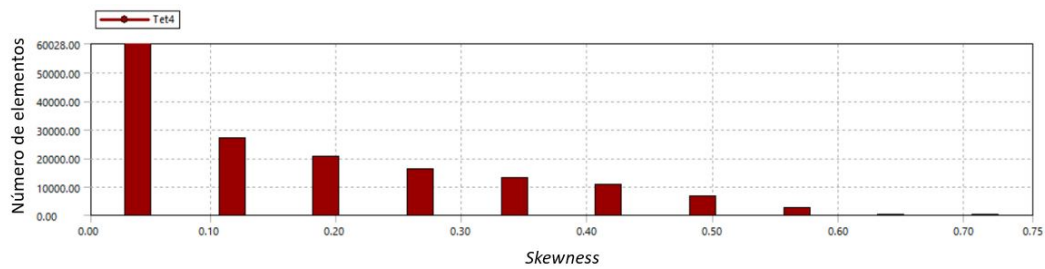


Figura 22: Análise da *skewness* da malha tetraédrica.

Como se pode constatar, para uma malha deste género, é possível não só manter o parâmetro inferior a 0,9, como também um valor máximo inferior a 0,75. Na verdade, a qualidade da malha tetraédrica é significativamente superior quando comparada com a malha hexaédrica, apesar de o número de elementos necessários para a definição do problema ser maior.

Seleção da malha

Perante o estudo anteriormente exposto optou-se pela seleção da malha tetraédrica para a representação das peças com geometria complexa do modelo. Com efeito esta escolha evidencia 3 aspetos relevantes. Por um lado, a qualidade da malha tetraédrica é significativamente superior em termos da ortogonalidade dos elementos. Por outro, com a introdução de peças para a dissipação de calor com resistências térmicas muitíssimo inferiores à do capacete, os fenómenos de transferência de calor mais importantes deixarão de estar na zona do capacete, pelo que este deixará de necessitar de um nível de discretização tão elevado quanto o considerado nesta primeira análise. Por fim, o facto de malha tetraédrica ser de mais fácil geração por parte do programa é, também, um dado relevante a ter em conta de modo a reduzir o tempo computacional.

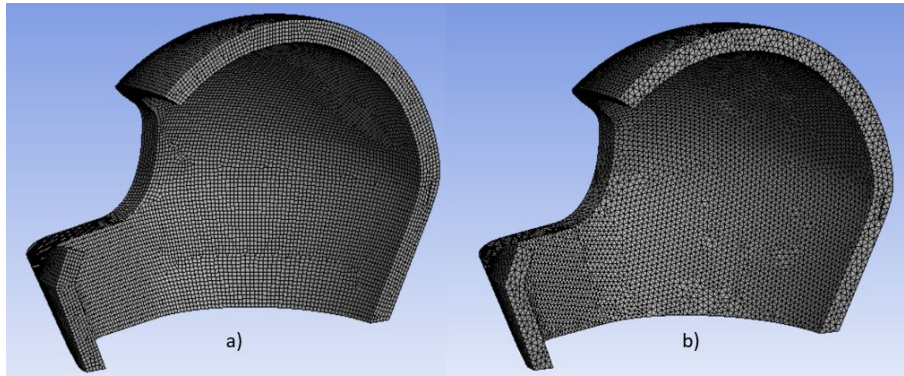


Figura 23: Malha a) Hexaédrica ; b) Tetraédrica.

5.1.2 Descrição do modelo

Em adição às condições descritas no Capítulo 4, é também necessária a devida caracterização dos materiais envolvidos para uma correta definição do modelo. Assim, nesta primeira análise foram utilizados dois materiais distintos, esferovite para o capacete e um material semiconductor para o chip. A Tabela 4 discrimina as propriedades destes materiais.

Tabela 4: Propriedades da esferovite [31–33] e do material semiconductor [34]

	k [W/(m · K)]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg · K)]
Esferovite	0,033	50	1131
Semiconductor	65	3500	500

5.1.3 Resultados

A fim de validar os resultados obtidos, utilizaram-se dois métodos distintos - um deles de análise numérica, através dos resíduos, e um outro físico, através da temperatura média global do modelo. Assim, no que diz respeito ao estudos dos resíduos numéricos considerou-se a simulação como terminada quando o resíduo da equação de energia fosse inferior a 10^{-6} . No que concerne à análise sob o ponto de vista físico, esta consiste no estudo do gradiente do gráfico que expõe a evolução da temperatura média do modelo ao longo das sucessivas iterações. A Figura 24 ilustra a convergência de ambos os critérios.

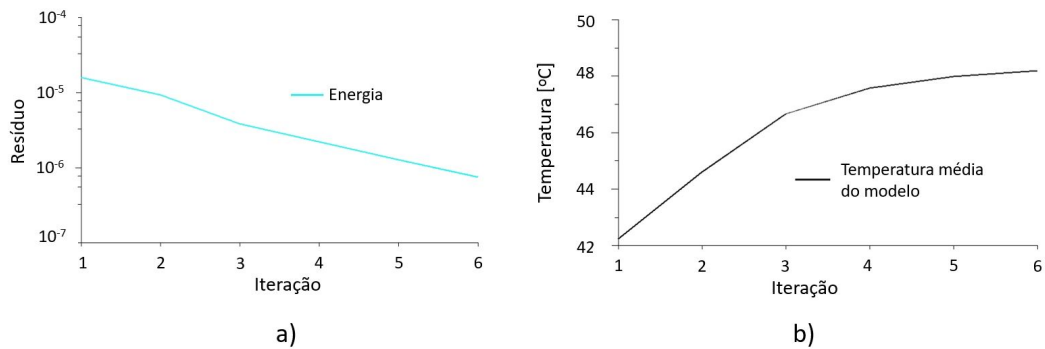


Figura 24: Análise da convergência a) Numérica ; b) Física.

É possível constatar que o erro da equação de energia atinge o valor alvo e uma razoável estabilização da temperatura média do modelo. Adicionalmente, é possível observar que a convergência ocorre em apenas 6 iterações com um tempo de cálculo de apenas alguns segundos.

De recordar que as duas zonas de principal importância para o estudo em apreço são a da zona de contacto do capacete com o utilizador, por motivos de conforto, e a zona do chip, visto que para o devido funcionamento deste tipo de dispositivos a temperatura não deve exceder os 115°C . Assim, na Figura 25 apresenta-se o contorno de temperatura global, assim como o contorno de temperatura local para a zona de contacto do capacete.

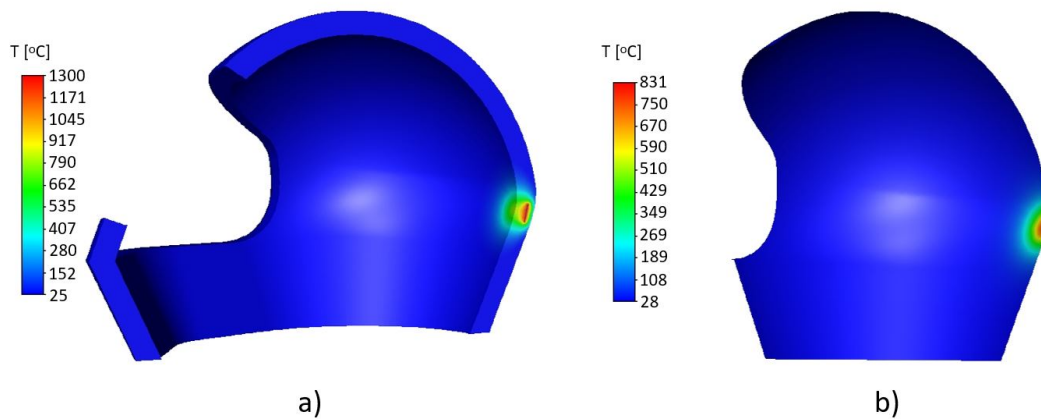


Figura 25: Contorno de temperatura a) Global ; b) Interior.

Conforme é possível concluir pela análise da Figura 25, o modelo em estudo apresenta problemas de cariz térmico sérios. Não só a temperatura do chip se encontra uma ordem de

grandeza acima daquilo que é permitido pelo fabricante, como a temperatura no interior do capacete se encontra largas centenas de graus acima daquilo que a pele humana pode suportar. Adicionalmente, o ponto de fusão da esferovite ocorre na proximidade dos $240^{\circ}C$, pelo que nas presentes condições, o próprio capacete derreteria sob ação do calor produzido pelo chip. Conclui-se, pois, ser necessária a utilização de um dispositivo compacto para dissipação do fluxo de calor.

5.2 Dissipação de calor por convecção natural

Numa primeira abordagem e com vista a solucionar o problema descrito no capítulo anterior, optou-se por analisar o comportamento do sistema numa situação em que a transferência de calor se desse maioritariamente por convecção natural.

5.2.1 Design

Numa fase inicial considerou-se optar por um design com condutas internas com vista a preservar a zona de estudo do chip face ao ensaio anterior. Contudo, esta ideia acabou por ser abandonada por 3 motivos. Por um lado, para posterior validação experimental dos resultados seria difícil reproduzir as condutas num modelo real. Por outro, a introdução de condutas internas no capacete levaria à necessidade de uma nova análise de integridade estrutural do mesmo, visto que a função primordial do capacete continua, evidentemente, a ser a de proteger o crânio humano. Por último, passar o chip para fora da camada de esferovite permite aumentar a resistência térmica entre o chip e o interior do capacete, ajudando a solucionar a questão da temperatura excessivamente elevada no interior do mesmo.

Desta forma, a solução acabou por envolver a criação de um sistema de condutas a acoplar à camada de policarbonato exterior do capacete. Camada esta que terá um entalhe destinado ao encaixe do chip e respetivo dissipador.

De salientar que a criação da peça em policarbonato se revelou particularmente desafiante. Devido à complexidade da geometria, a maioria das peças utilizadas neste modelo foi obtida utilizando as ferramentas de *surfacing* do SolidWorks. Ocorre que no encaixe das diferentes peças, o encaixe acaba por não ser exato devido aos arredondamentos envolvidos, pelo que os desenhos 3D que serviam de linhas de guia para a criação dos *lofts* e consequente produção da geometria acabavam por dar erro e levar ao encerramento forçado do programa. A solução acabou por ser o recorte direto da geometria para que fosse possível utilizar o próprio perfil da superfície enquanto guia para a geração das condutas.

Uma outra característica do design a destacar é a existência de um patamar entre o topo da cobertura de policarbonato e a conduta. Esta implementação é distinta do design inicial, onde a conduta ficava à face do capacete. No entanto, essa opção levava a erros na implementação das condições de fronteira, visto que não é possível introduzir uma condição de fronteira de convecção numa face que o ANSYS Fluent considere como uma interface entre peças. Consequentemente, criou-se um patamar de forma a distinguir a superfície onde ocorre convecção daquela onde se pretende descrever o contacto entre a cobertura e o fluido.

Na primeira fase do estudo optou-se pela utilização de um dissipador com 20 alhetas retan-

gulares retas. A montagem da geometria simulada é representada na Figura 26 a), juntamente com as restantes peças pertencentes ao modelo, referenciadas de forma a serem perceptíveis os nomes atribuídos a cada uma.

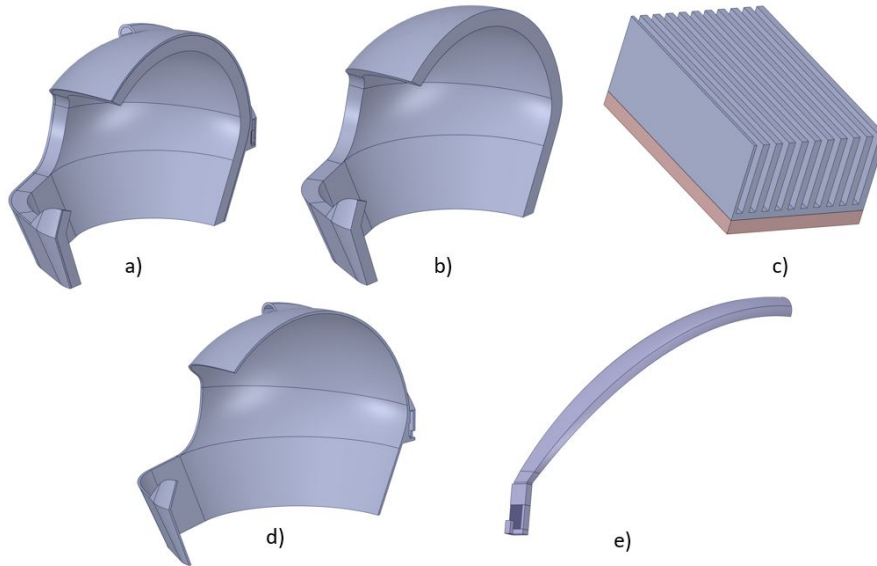


Figura 26: a) Montagem ; b) Capacete ; c) Conjunto Chip/Dissipador ; d) Cobertura ; e) Fluido.

5.2.2 Descrição do modelo

À semelhança do que foi feito no capítulo anterior, relativamente aos materiais utilizados para a simulação do modelo, foi necessário descrever as propriedades termofísicas dos novos materiais introduzidos no *software*. Assim, em adição à esferovite e ao material semiconductor, foi fundamental definir as propriedades do polycarbonato da cobertura, bem como do alumínio que constitui o dissipador, conforme a Tabela 5.

Tabela 5: Propriedades do polycarbonato [35] e do alumínio

	k [W/(m · K)]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg · K)]
Polycarbonato	0,2	1200	1250
Alumínio	237	2719	871

Ao introduzir-se o seio fluido no sistema foi, ainda, necessário descrever as condições de fronteira na admissão e exaustão do fluxo de ar. Com efeito, tendo em conta que neste momento

o que se pretendeu estudar foi a convecção natural, foi apenas necessário definir a entrada e a saída, como zonas de pressão relativa nula a 25°C, para assegurar as condições de convecção definidas anteriormente.

5.2.3 Análise da qualidade da malha

Conseguir uma qualidade da malha satisfatória revelou-se um dos maiores desafios desta fase da análise. Foram muitas as simulações em que não se conseguiu a convergência de resultados devido a problemas na malha, que levavam a erros numéricos que, por sua vez, devolviam resultados claramente impossíveis. Após várias iterações e testes, concluiu-se que o problema se devia ao contacto entre malhas de tipos distintos. Com efeito, apesar de o interior da conduta na parte traseira ser uma peça com uma topologia claramente adequada a uma malha hexagonal, o mesmo tipo de malha utilizada no dissipador, como a peça que representa o fluxo de fluido estava a ser tratada como um único elemento com geometria global complexa, o programa aceitava unicamente a adopção de uma malha do tipo tetraédrica. A solução para este problema passou pelo corte da peça que representa o fluido em elementos de geometrias mais simples, para permitir utilizar uma malha hexagonal na zona de interface com o dissipador. Na Figura 27 pode-se observar a peça original do fluido por comparação com as peças que acabaram por ser utilizadas para geração da malha. Atribuiu-se uma cor a cada elemento para que a sua distinção fosse mais simples.

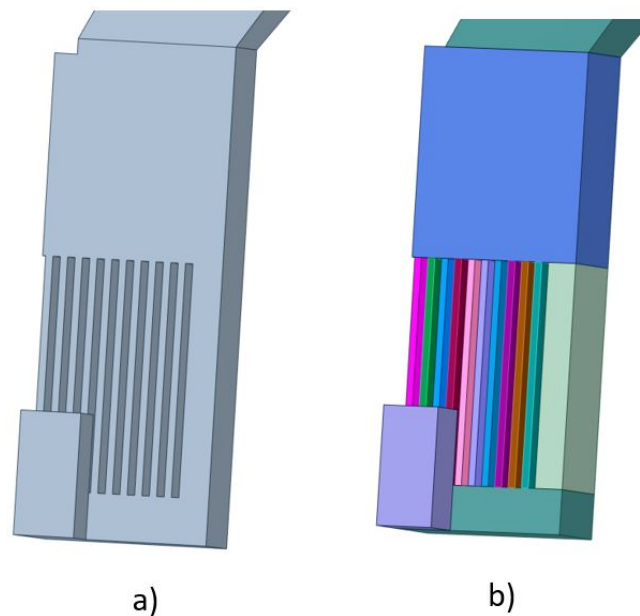


Figura 27: Geometria original do fluido *vs* a simulada.

Passando à análise da malha propriamente dita, seguir-se-á o mesmo raciocínio que na fase anterior. Iniciando a análise pela convergência de malha, procedeu-se, uma vez mais, à análise da influência do número de elementos nos resultados finais.

Devido à complexidade das peças envolvidas optou-se por dividir a análise da convergência de malha em fases distintas para poder avaliar as peças em separado.

Dissipador e fluido

A primeira análise consistiu no estudo do refinamento da malha necessário para representar o contacto entre o dissipador e o fluido na zona da malha hexagonal. Desta forma, realizaram-se 4 testes para tamanhos dos elementos cúbicos de 2, 1, 0,5 e 0,2 mm respectivamente. A Figura 28 retrata os resultados obtidos.

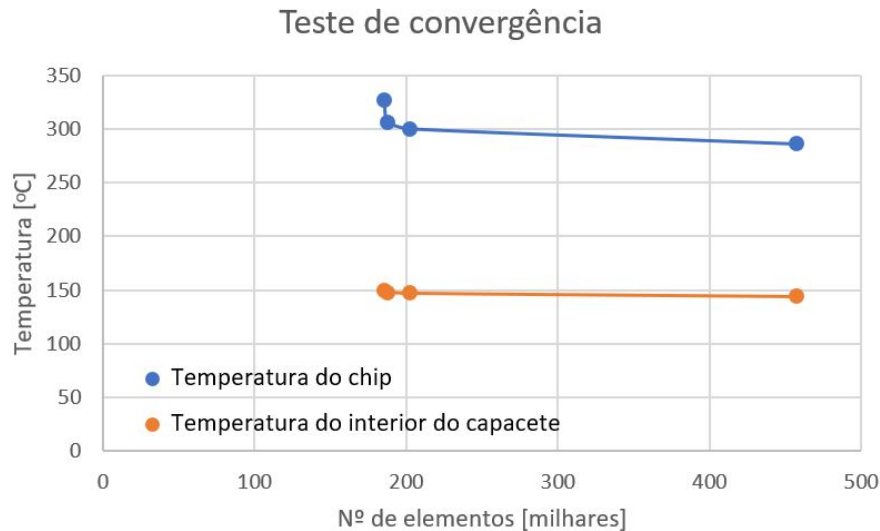


Figura 28: Análise da convergência de malha no contacto entre o dissipador e o fluido.

Mais uma vez, utilizando um erro de 5% como a métrica aceitável para o relaxamento do refinamento da malha, verifica-se que a solução com 187 mil elementos é aquela que fica mais próxima deste objetivo. Concluindo-se, pois, que elementos da ordem de grandeza do milímetro apresentaram o melhor compromisso entre esforço computacional e a qualidade dos resultados.

Cobertura

Tendo em conta que a cobertura é a peça que se encontra em contacto tanto com o chip como com o fluido, esta será a segunda peça mais importante no estudo do refinamento da malha. Testaram-se 3 tamanhos distintos para os elementos tendo-se concluído que o tamanho de malha não apresenta uma influência significativa nos resultados, desde que esta tenha um tamanho máximo de 5 mm. Acima deste valor os resultados começam a tomar valores sem nexo tendo, por isso, essas simulações sido descartadas. Na Figura 29 detalham-se os resultados para tamanhos de elemento de 2,3, 3 e 5 mm.

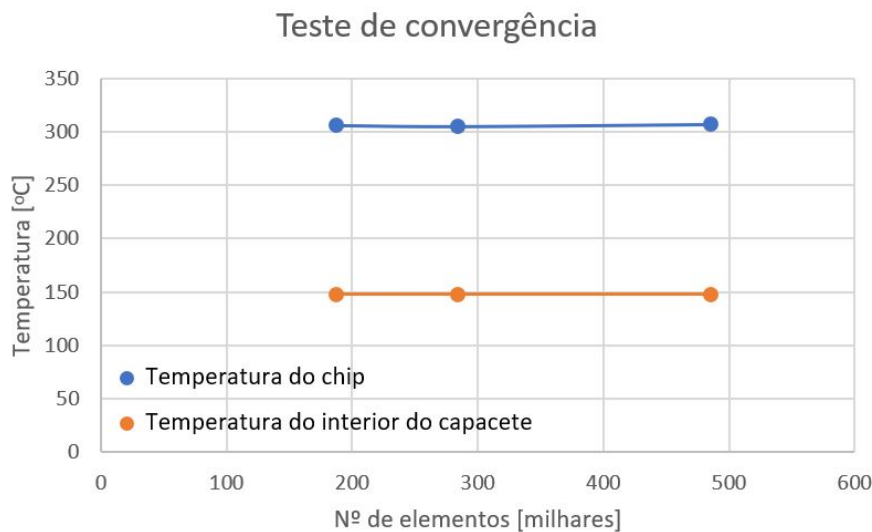


Figura 29: Análise da convergência da malha da cobertura.

Sendo os resultados virtualmente os mesmos, optou-se pela utilização da malha menos refinada.

Capacete

Tendo em conta que o capacete se encontra a uma distância superior do elemento gerador de calor face ao ensaio anterior e que existem elementos que oferecem uma resistência térmica significativamente inferior, neste subcapítulo pretende-se estudar a necessidade, ou não, de um número de elementos tão elevado como os utilizados no teste da base. Como seria de esperar, ocorre para o capacete o mesmo que se verificou na análise de convergência de malha

da cobertura, sendo os resultados praticamente independentes do nível de refinamento de malha. Na Figura 30 pode-se observar esse resultado.

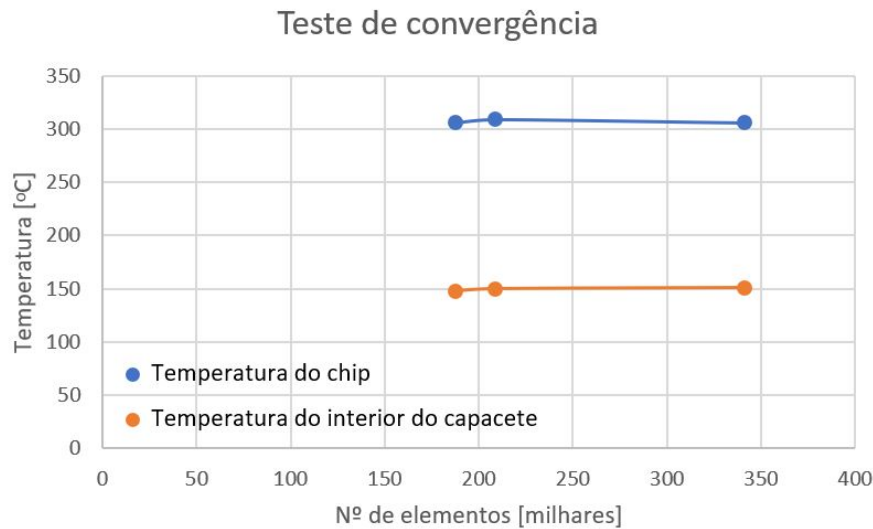


Figura 30: Análise da convergência da malha da capacitete.

Dada a ausência de influência do número de elementos no resultado, foi selecionada a malha menos refinada para a descrição do modelo.

Passando, por fim, à análise do parâmetro da qualidade da malha, conforme se pode observar na Figura 31, a *skewness* máxima é de 0,72, bastante inferior ao máximo recomendado. Adicionalmente, o valor médio do parâmetro é de cerca de 0,25, o que reforça a confiança na qualidade da malha utilizada para descrição do problema.

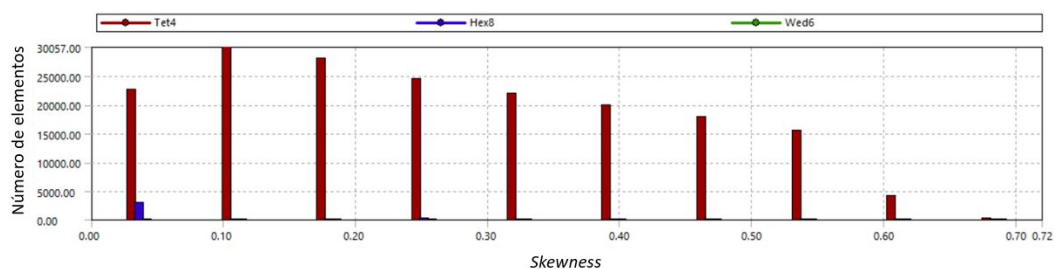


Figura 31: Análise da *skewness* da malha.

5.2.4 Resultados

À semelhança do que foi realizado anteriormente, também para esta simulação se usaram dois critérios para análise da qualidade dos resultados, um numérico e um físico. Os critérios são os mesmos, sendo apenas de assinalar que ao introduzir um escoamento na simulação haverá mais equações a resolver para além da equação da energia. Assim, apresentam-se, também, os resíduos das equações de *Navier-Stokes* para obtenção do perfil de velocidades segundo as 3 direções cartesianas e da equação da continuidade de forma a cumprir a lei da conservação da massa. Na Figura 32 mostram-se os parâmetros de controlo da qualidade de resultados.

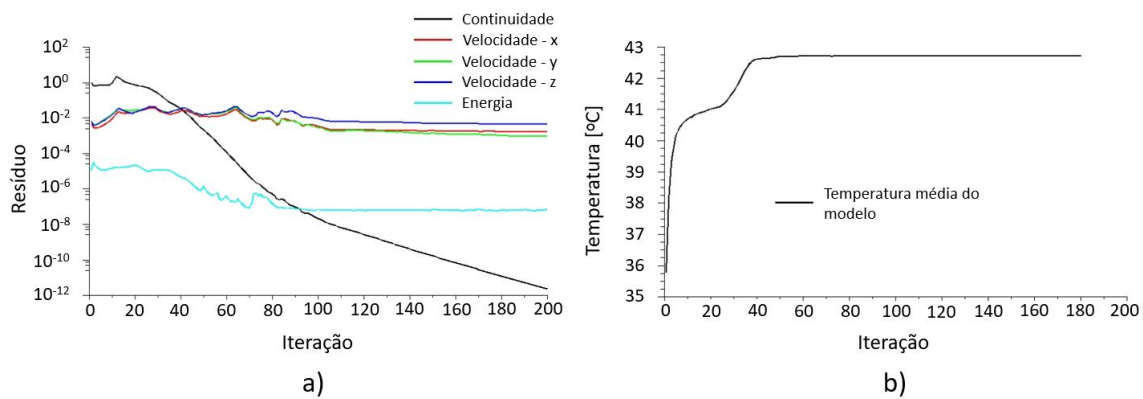


Figura 32: Parâmetros de controlo da qualidade de resultados.

Analisando a Figura 32 há 3 aspetos que são importantes de realçar. Em primeiro lugar, denota-se a convergência clara da equação de energia e da continuidade, apresentando ambas resíduos inferiores a 10^{-7} . De seguida, é de assinalar o facto de as equações de *Navier-Stokes* não terem chegado ao resíduo recomendável de 10^{-3} ficando, contudo, as equações relativas à direção X e Y muito próximas desse valor. Somente a equação relativa ao eixo dos Z apresenta um erro ligeiramente superior, ficando, ainda assim, a baixo dos 10^{-2} . O motivo pelo qual não se obteve os resultados pretendidos deve-se, no entender do autor, a uma deficiência no número de elementos na parte superior da conduta, sendo, contudo, essa análise impossível de realizar por limitações de *software*. Ainda, a respeito destes critérios numéricos, vale a pena sublinhar que para a análise realizada o mais importante é a equação da energia, sendo a sua convergência clara. Por último, a análise sob o ponto de vista físico devolve o resultado pretendido. Isto é, observa-se uma estabilização clara da temperatura média do capacete em torno dos 42,5 °C.

Por último, apresenta-se na Figura 33 o contorno de temperaturas associado à simulação em causa.

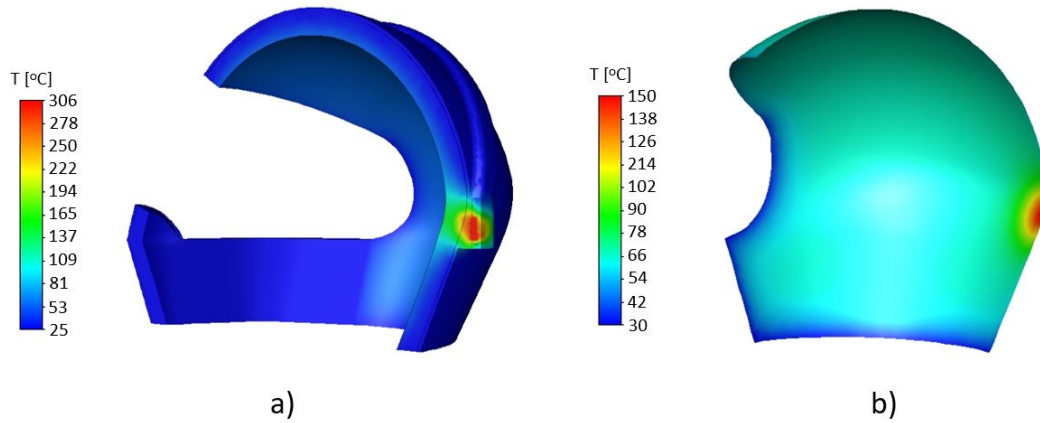


Figura 33: Contorno de temperatura a) Global ; b) Interior.

Estudando os contornos de temperatura do capacete podemos observar que, apesar de não se ter obtido os resultados pretendidos, as melhorias relativamente à solução inicial são claríssimas. Não só se obteve uma redução de cerca de 1000°C na temperatura do chip, como uma redução próxima de 700°C na superfície interior do capacete.

5.2.5 Influência do material do dissipador

Conforme foi descrito no Capítulo 2, a escolha do material para o dissipador pode influenciar bastante a capacidade de escoar o calor. Deste modo, optou-se por realizar um teste para verificar a melhoria de resultados obtida pela utilização de um material com melhores propriedades térmicas, tendo sido eleito o cobre. Curiosamente, mantendo a implementação da convecção natural obtém-se o mesmo resultado, utilizando quer o alumínio, quer o cobre. Tal significa que o que impõe a limitação do fluxo de calor é o ar e não o dissipador, o que é consistente com o evidenciado na Figura 33 - observa-se que o dissipador apresenta uma cor uniforme, pelo que é, de facto, o ar que não permite escoar calor suficiente de modo a criar um gradiente térmico ao longo da alheta, justificando-se, por isso, o facto da troca de material ser infrutífera.

5.3 Dissipação de calor por convecção forçada

O seguinte passo lógico na melhoria da solução é, como o nome do subcapítulo indica, introduzir convecção forçada no sistema. Assim, introduziu-se um ventilador, cuja ficha técnica é apresentada no anexo A, para promover um escoamento de ar pelo interior da conduta.

Os parâmetros mais significativos são as suas dimensões e a pressão estática promovida pelo mesmo. Por conseguinte, podemos observar que as dimensões da ventoinha de exaustão são de 9x9x3 mm, medidas que correspondem na perfeição à dimensão do entalhe na zona traseira da conduta. Para além disso, este equipamento é capaz de promover um diferencial de pressão de 4,44 Pa, sendo necessário refletir este dado nas condições de fronteira.

5.3.1 Condições de fronteira

As condições de pressão relativa nula que haviam sido definidas para a simulação anterior tornam-se, agora, obsoletas. Procurou-se, assim, numa primeira simulação, estabelecer a conduta superior como sendo uma admissão de pressão relativa nula, com temperatura do ar a 25°C e a saída na conduta traseira como sendo um ventilador, produzindo a depressão supra mencionada. Aconteceu que procedendo à simulação, foi calculada a existência de fluxo reverso no ventilador, que devolveu um perfil térmico bastante distinto do esperado. Com o inconveniente adicional de haver um percurso mais longo de contacto entre o ar quente e a cobertura, o que resulta num sobreaquecimento da superfície interior do capacete.

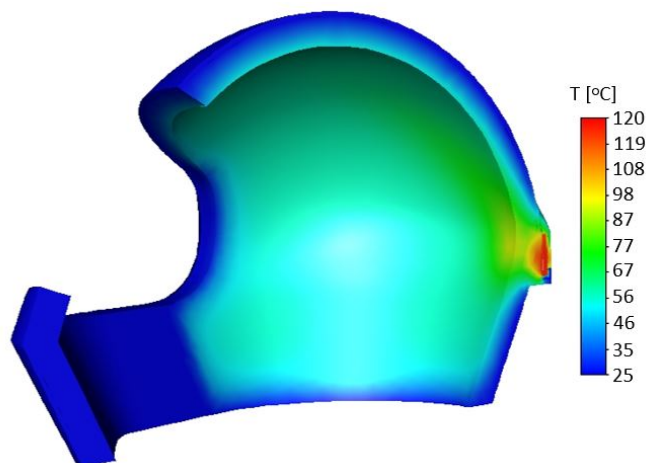


Figura 34: Perfil térmico indesejado da circulação do ar.

Conforme é possível observar na Figura 34, a secção onde se promove a expulsão do ar apresenta uma temperatura de 25°C o que pressupõe o funcionamento do ventilador em sentido contrário. Adicionalmente, pode-se identificar uma zona verde mais escura do que a envolvente ao longo da direcção da conduta, algo que não se verificaria se o escoamento ocorresse no sentido desejado.

Quando se introduziram as condições de fronteira conforme elas são, observou-se um resultado numérico distinto daquilo que ocorreria na realidade. Perante isto, procedeu-se a uma nova simulação impedindo a possibilidade de fluxo reverso no ventilador, tendo-se obtido um resultado similar ao da convecção natural o que traduz um funcionamento incorreto do equipamento.

Não tendo sido bem sucedida a abordagem inicial e sendo que do ponto de vista térmico, o foco fundamental desta análise, é indiferente o local em que o ventilador é colocado, inverteram-se as condições de fronteira entre a admissão e o exausto no que diz respeito às pressões relativas. Assim, a admissão passou a desenvolver uma depressão de 4,44 Pa, sendo a pressão relativa nula na zona do exausto. Procedendo a estas alterações, o escoamento passa a apresentar a direcção correcta, arrefecendo o capacete antes de atingir a solicitação térmica mais exigente.

5.3.2 Resultados

Mantendo a abordagem das simulações anteriores analisou-se, mais uma vez, os resultados numéricos sob 2 pontos de vista distintos: um de foro numérico e outro de foro físico. Apresentam-se na Figura 35 os gráficos que descrevem o comportamento destas grandezas ao longo do cálculo.

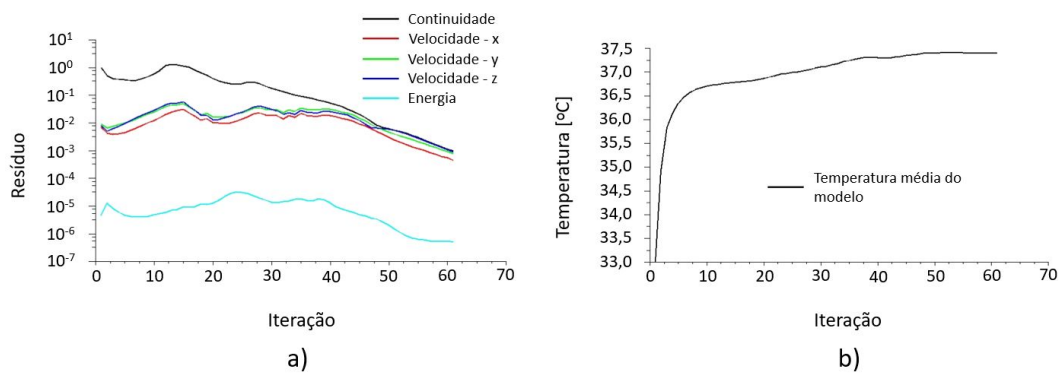


Figura 35: a) Resíduos numéricos ; b) Temperatura média global do capacete.

Estudando a figura conclui-se que todas as grandezas analisadas apresentam o comportamento esperado. No que concerne aos resíduos numéricos é possível verificar que tanto a equação da continuidade como as equações de *Navier-Stokes* atingem os valores desejados para os resíduos, tomando valores inferiores a 10^{-3} . Relativamente à equação de energia é de sublinhar que esta atinge o valor desejado de 10^{-6} . No que diz respeito ao estudo sob o ponto de vista físico, observa-se que o valor da temperatura média do capacete apresenta um valor estável em torno dos $37,3^{\circ}\text{C}$.

De sublinhar que a devida convergência no caso da convecção forçada, reforça a validade do modelo utilizado para a convecção natural, sendo o motivo para a não convergência dos resíduos das equações de *Navier-Stokes*, no caso anterior, limitações sob o ponto de vista da capacidade computacional disponível.

Tendo-se comprovado a validade dos resultados obtidos, apresenta-se, agora, na Figura 36 os gradientes de temperatura obtidos nesta simulação.

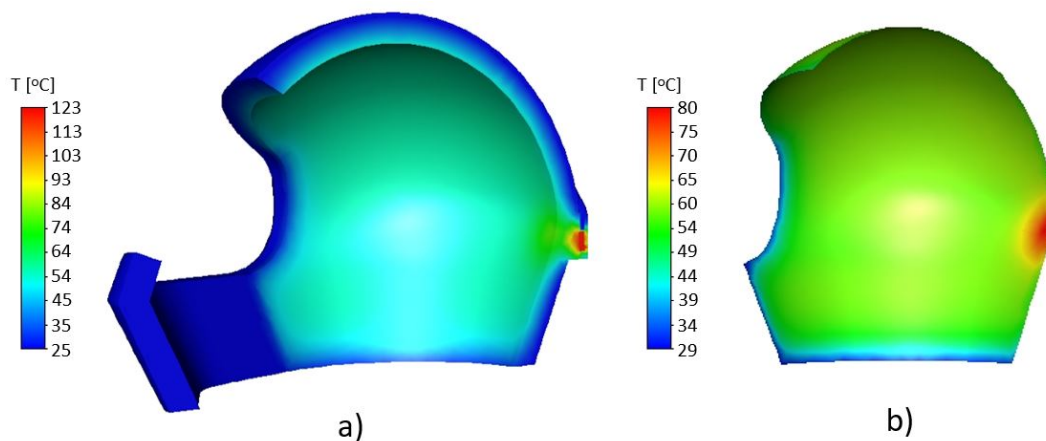


Figura 36: Contornos de temperatura a) Global ; b) Interior.

Atentando na figura é de enfatizar que, uma vez mais, se obtém uma grande redução de temperaturas face à simulação precedente. Isto é, a temperatura máxima, por comparação com a simulação anterior, reduz-se em cerca de 180°C , ficando a temperatura máxima bastante próxima daquela que os fabricantes de chips indicam como sendo a temperatura máxima de funcionamento. Assim, o problema térmico associado à dissipação de calor no chip encontra-se praticamente solucionado. Para além disso, a redução de temperatura na superfície interior do capacete é também considerável, sofrendo um decréscimo próximo dos 70°C . É, ainda, importante realçar o facto que, mesmo longe da zona de foco de geração de calor, a temperatura no interior do capacete se mantém da ordem dos 60°C , estando as condições de conforto para o utilizador ainda longe das ideais. A outra questão que foi necessária abordar neste momento

é descrita pela Figura 37.

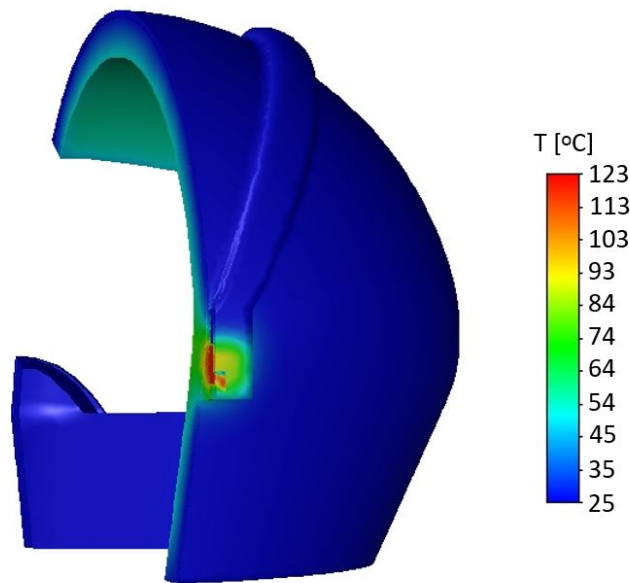


Figura 37: Vista traseira da distribuição de temperaturas.

É possível observar que a cobertura de policarbonato se encontra em alguns pontos a temperaturas tão elevadas quanto 90°C, representando um problema sério para a integridade estrutural do capacete. De facto, o policarbonato apresenta um ponto de fusão da ordem dos 140°C. Conforme é geralmente aceite, os fenómenos de fluência ocorrem para temperaturas superiores a 40% da temperatura de fusão do material em causa. Deste modo, verifica-se que na situação atual o fluxo de calor levaria a deformações indesejáveis do produto devido a fenómenos de fluência, sendo por isso necessário garantir que a temperatura do policarbonato não exceda em local algum os 56°C.

5.4 Otimização

5.4.1 Fluência

O problema da fluência, apresentado no capítulo anterior, representa uma preocupação commumente discutida em fóruns associados ao motociclismo, sendo uma queixa recorrente a deformação do capacete associada a temperaturas elevadas.

Com vista a solucionar esta questão procurou-se, em primeira instância, isolar a área da estrutura mais afetada pelo fluxo de calor. Para o efeito, utilizou-se aquele que é um dos melhores materiais isolantes conhecidos para aplicações a temperaturas elevadas, o aerogel de sílica, cujo nível de isolamento térmico é expresso na perfeição na Figura 38.



Figura 38: Demonstração do nível de isolamento térmico do aerogel de sílica [36].

As propriedades termofísicas deste material apresentam-se na Tabela 6.

Tabela 6: Propriedades termofísicas do aerogel de sílica [37, 38]

k [W/(m · K)]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg · K)]	T_f [°C]
0,03	0,2	2100	1200

Optou-se imediatamente por uma solução invulgar e necessariamente mais onerosa, na

medida em que as espessuras de parede são bastante diminutas (3 mm) e é um desafio isolar termicamente uma superfície com uma espessura tão limitada.

A peça criada em aerogel é um elemento que visa criar um gradiente térmico superior entre a zona interior da conduta e o exterior. Na Figura 39 expõe-se o design da geometria em questão, já cortada de forma a poder-se criar uma malha hexagonal coerente.

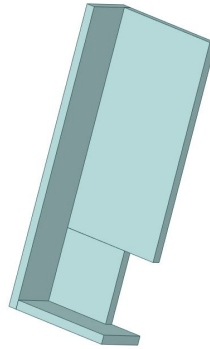


Figura 39: Geometria do aerogel.

Apresenta-se na Figura 40, o estudo comparativo da temperatura da cobertura de polycarbonato nos resultados do capítulo anterior em oposição a um isolamento com 1 mm de espessura e outro com 2 mm de espessura.

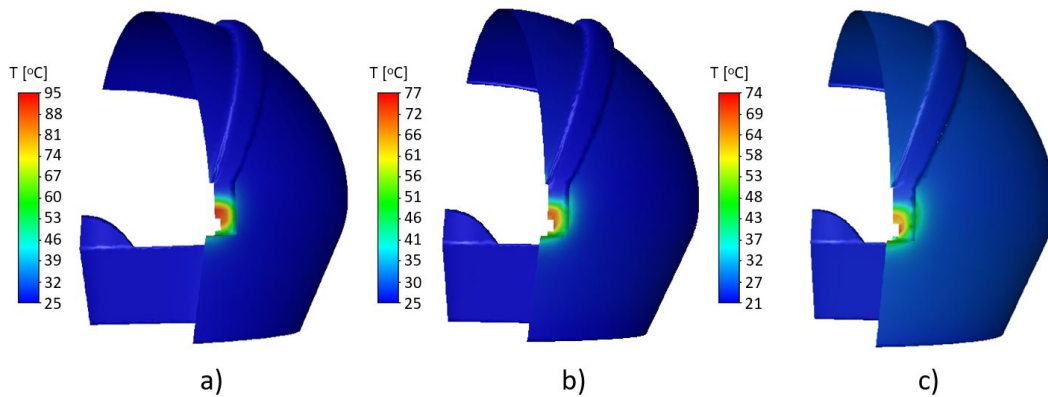


Figura 40: a) Original ; b) Aerogel com 1mm de espessura ; c) Aerogel com 2mm de espessura.

Conforme é possível observar na imagem, apesar da introdução do isolamento térmico levar à redução de temperatura desejada, não é possível atingir o resultado pretendido de 56°C

e muito menos uma temperatura de conforto para o toque com a pele humana. Adicionalmente, é de salientar que na Figura 40 c) seria necessário proceder a nova análise da qualidade da malha, na medida em que o registo de uma temperatura de 21°C é impossível para o modelo em análise, expondo, por isso, um erro numérico associado à criação da malha.

Perante estes resultados foi necessário alterar a abordagem ao problema. Inicialmente, considerou-se que um aumento da área de transferência de calor do dissipador e a introdução de isolamento térmico seriam suficientes para solucionar tanto a questão da temperatura máxima do chip, como o problema de fluência à superfície. Tendo-se revelado esta abordagem infrutífera, optou-se por testar um ventilador de maior potência (e dimensões) de forma a atacar ambos os problemas em simultâneo.

Deste modo, passou-se a testar os modelos seguintes de ventiladores do catálogo da Sunon. Selecionaram-se os 3 seguintes por ordem de tamanho. De relembrar que o modelo originalmente testado possuía dimensões de 9x9x3 mm, testando-se de seguida o modelo de 10x10x3 mm e, finalmente, dois modelos de 12x12x3 mm. De sublinhar que todas estas opções permitem manter a espessura da parede de policarbonato, sendo apenas necessário ajustar a abertura para montagem da ventoinha. Os modelos supra referidos possuem as suas fichas técnicas expostas nos anexos B a D, pela ordem em que são mencionados. Mais uma vez, o parâmetro mais relevante a ter presente é o diferencial de pressão imposto pelo elemento: 10,44 Pa, 18,91 Pa e 22,96 Pa, respetivamente.

Numa primeira abordagem mais grosseira, manteve-se o modelo original ajustando apenas as condições de fronteira às depressões geradas por cada um dos ventiladores. Resta referir que se procedeu a um refinar da malha tetraédrica da cobertura a fim de eliminar o erro exposto na Figura 40.

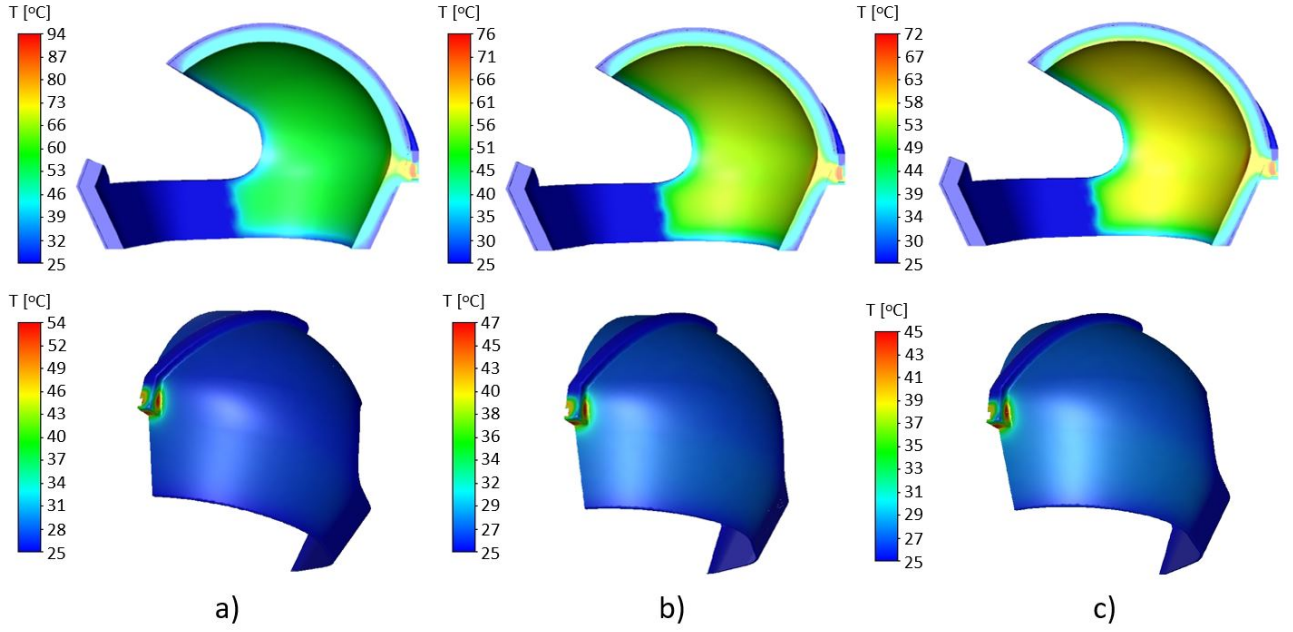


Figura 41: Perfis de temperatura a) 10x10x3 mm ; b) 12x12x3 mm menos potente ; c) 12x12x3 mm mais potente.

Conforme é possível observar na imagem, qualquer dos modelos devolve uma solução aceitável em termos da temperatura máxima permitida, quer para o chip, quer para o fenómeno da fluência. A escolha da solução a adoptar baseou-se, então, no artigo da referência [39]. Com efeito, os autores do artigo apontam a equação (29) como sendo capaz de devolver a temperatura máxima admissível ao toque por contacto com a pele humana em função das propriedades físicas do material e o tempo de exposição.

$$T_{objeto} = a \cdot \sqrt{(k \cdot \rho \cdot c_p)_{objeto}} + b \quad (29)$$

Onde T_{objeto} traduz a temperatura máxima para o limiar da dor em contacto com a pele humana, a e b são constantes cujo valor depende do tempo de exposição e cujos valores se apresentam na Tabela 7. As unidades do produto das propriedades do material são $\text{cal}^2/(\text{cm}^4 \text{K}^2 \text{s})$, o que para o caso do policarbonato se traduz em $1,714 \text{ cal}^2/(\text{cm}^4 \text{K}^2 \text{s})$.

Tabela 7: Valores das constantes a e b, adaptado de [39]

Tempo de exposição [s]	a	b
1	0,920	69,97
2	0,641	61,19
5	0,403	53,70
10	0,475	53,70
30	0,459	46,61
60	0,446	45,90
∞	0,422	44,87

Tomando as constantes para o caso de uma exposição de 1 segundo, obtém-se que a temperatura máxima permissível é de $71,17^{\circ}\text{C}$, bastante mais elevado do que a temperatura superficial do capacete em qualquer um dos casos. Assumindo o extremo oposto, para uma duração do contacto muito longa, a temperatura máxima toma o valor de $45,42^{\circ}\text{C}$. Deste modo, e para garantir a segurança para o utilizador, descartar-se-á a primeira solução, optando por um dos ventiladores de $12 \times 12 \times 3$ mm.

Uma vez realizada esta análise inicial procedeu-se ao redesenho da cobertura tendo em vista acomodar o novo elemento de potência. Repetiram-se, de seguida, as simulações para cada uma das versões do ventilador, sendo os resultados apresentados na Figura 42.

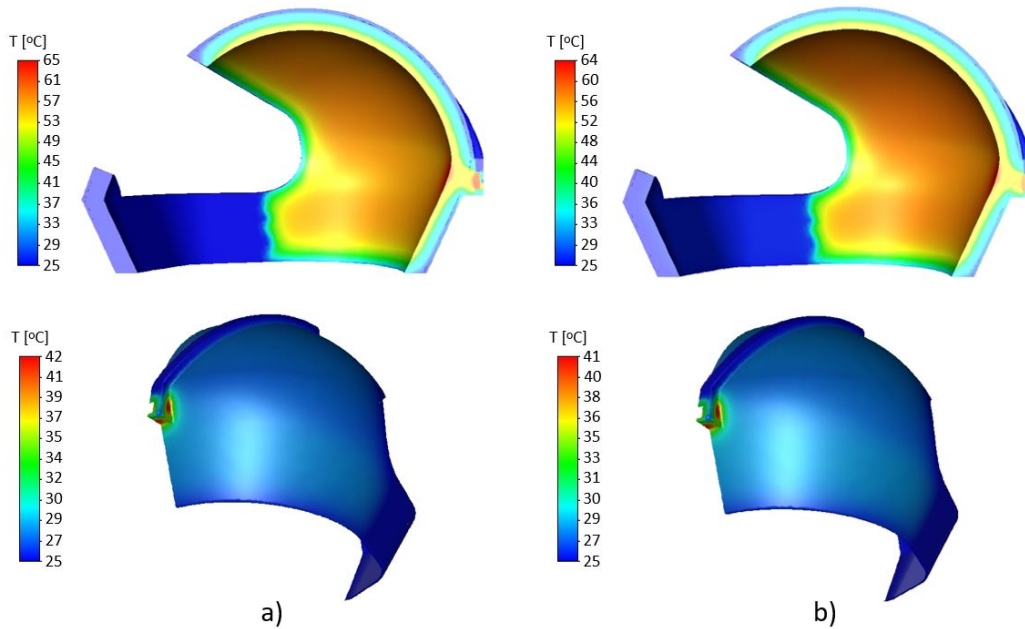


Figura 42: Perfis de temperatura a) versão menos potente; b) versão mais potente.

Analisando a figura observam-se dois factos dignos de destaque. Em primeiro lugar, é de realçar que os resultados são perfeitamente idênticos, independentemente do ventilador selecionado, sendo a diferença de 1°C negligenciável para a eleição da melhor opção. Deste modo, a escolha clara para implementação corresponde ao modelo menos potente do ventilador. Em segundo lugar, deve-se destacar que, com a alteração do design do capacete, a temperatura máxima registada no modelo deixa de ser no chip, passando a ser na superfície interior do capacete. A justificação para este acontecimento é, no entanto, simples. Conforme resulta dos princípios da mecânica dos fluidos as curvas dos ventiladores apresentam o caudal debitado em função da perda de carga do sistema, como se pode observar na Figura 43. Deste modo, ao aumentar as dimensões da secção de exausto reduz-se a perda de carga localizada, o que por sua vez permite aumentar o caudal debitado pelo ventilador.

Conforme é conhecido da termodinâmica, a potência calorífica absorvida por um fluido é dada pela equação (30).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (30)$$

onde $\dot{m}$ representa o caudal mássico de ar em circulação na conduta. Assim, torna-se claro que para uma mesma potência calorífica, o aumento do caudal leva a uma redução da temperatura do componente.

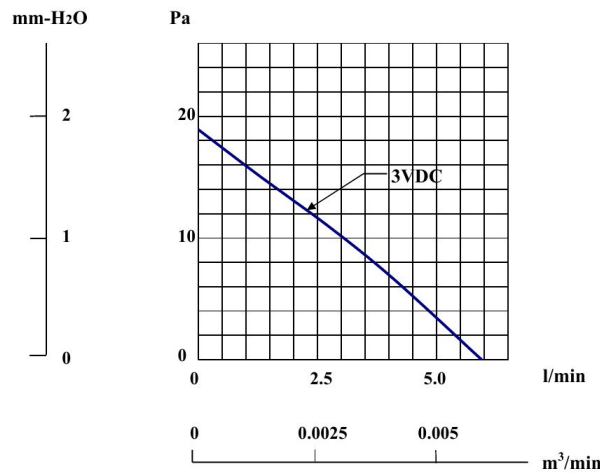


Figura 43: Curva do ventilador selecionado.

5.4.2 Temperatura interior do capacete

Para atingir o objetivo de temperaturas desejadas em todo o modelo falta ainda solucionar o fluxo de calor proveniente da cabeça que produz temperaturas exageradamente elevadas na superfície interior do capacete. Algumas soluções foram consideradas, nomeadamente a mais comum na indústria, que passa pela introdução de canais de circulação de ar para o arrefecimento do capacete, contudo isto levaria a um estudo de integridade estrutural que não se encontra no âmbito deste estudo. Optou-se, consequentemente, pela idealização de uma solução que teve por base literatura já existente [40], modelando-se um coletor do fluxo de calor em cobre que visa dirigir o fluxo de calor a um reservatório de um material de mudança de fase (PCM). Na Figura 44 pode-se visualizar o novo modelo.

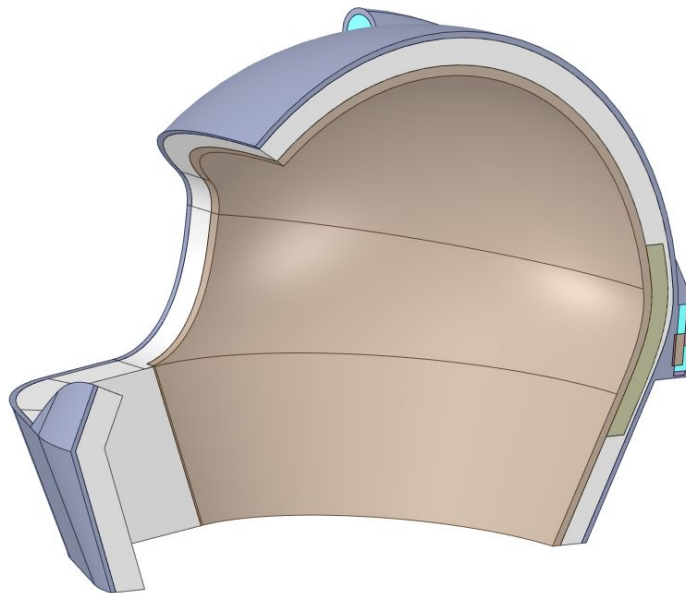


Figura 44: Modelo com material de mudança de fase, na zona interior do capacete.

Idealizou-se o coletor como sendo uma peça em cobre a cobrir toda a zona recetora do fluxo de calor, de forma a apresentar uma resistência térmica tão baixa quanto possível. Relativamente à localização do reservatório em PCM, foi eleita a sua colocação na zona de temperatura mais elevada, isto é, a área mais próxima do chip.

Conforme se referiu no Capítulo 4, aquando da definição das condições de fronteira gerais para o modelo, a temperatura máxima no interior do capacete deve rondar os 28°C por motivos de conforto do utilizador. A idealização desta solução parte do princípio que o coletor ao ser uma peça de elevada condutibilidade térmica permitirá manter a superfície da mesma a uma

temperatura similar à da fonte fria com a qual troca calor, neste caso o reservatório de PCM. A vantagem de utilização de um material de mudança de fase reside no facto de esta alteração se dar a uma temperatura fixa, associada à elevada energia que é requirida para rearranjar a estrutura molecular de um material.

Existem, então, dois materiais que apresentam temperaturas de fusão próximas dos 28°C desejados [41]. As suas propriedades termofísicas são detalhadas na Tabela 8.

Tabela 8: Propriedades dos materiais de mudança de fase, adaptado de [41]

Classificação	Composto	Ponto de fusão [°C]	h_f [kJ/kg]
Parafina	$C_{18}H_{38}$	28	244
Sal hidratado	$CaCl_2 \cdot 6H_2O$	29	191

Sendo estas as duas opções viáveis, denota-se, desde logo, que a parafina se apresenta como uma solução mais interessante, não só por ter um ponto de fusão inferior mas, também, por possuir um calor latente de fusão superior, tendo, por este motivo, sido o material selecionado para o reservatório. Na Tabela 9 referem-se as restantes propriedades físicas da parafina relevantes para a implementação do modelo numérico.

Tabela 9: Propriedades termofísicas da parafina, adaptado de [41]

c_p [kJ/(kg · K)]	k [W/(m · K)]	ρ [kg/m ³]
2140	0,15	814

À semelhança do que foi realizado para os testes anteriores, também, agora, é importante estudar a qualidade da malha do modelo. Assim, iniciou-se por proceder à análise dos resultados em função do número de elementos utilizados para o reservatório e o coletor. De acordo com a estratégia adoptada anteriormente foram realizados testes com 3 tamanhos distintos de elementos, 8 mm, 5 mm e 3,5 mm. Tendo em conta que a influência destas peças na temperatura do chip é desprezável, analisou-se unicamente a temperatura da superfície interior do capacete. Os resultados obtidos encontram-se representados no gráfico da Figura 45.

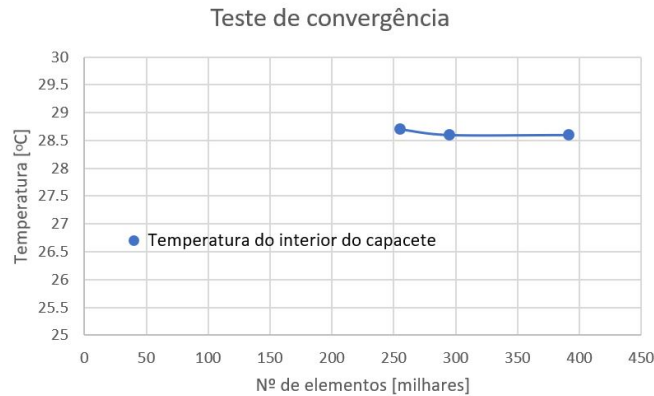


Figura 45: Análise de convergência de malha do coletor e do reservatório.

Da análise do gráfico torna-se evidente que a diminuição dos elementos não produz nenhuma alteração significativa no resultado final, pelo que se pode utilizar a malha menos refinada.

De modo a determinar, de forma definitiva, a qualidade da malha utilizada é necessário, uma vez mais, estudar o parâmetro da *skewness* que se encontra ilustrado na Figura 46.

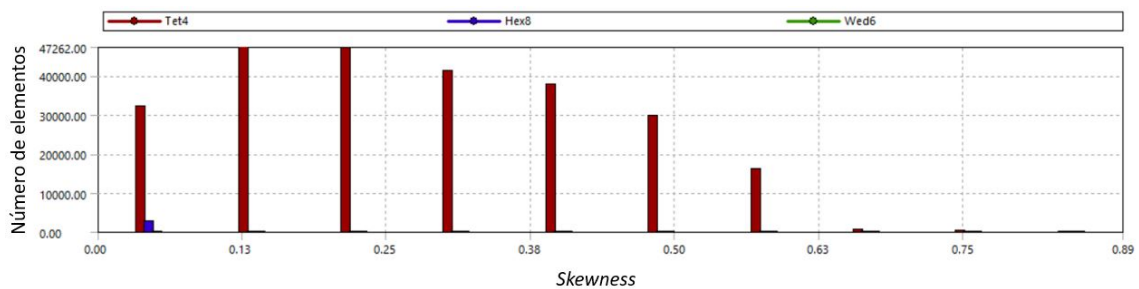


Figura 46: Análise da *skewness* da malha.

Da figura conclui-se que a malha cumpre os critérios de qualidade de *skewness*, uma vez que todos os elementos apresentam um valor deste parâmetro inferior a 0,9.

Passando à modelação concreta do problema, a única alteração a que foi necessário proceder, para além da definição dos novos materiais, foi a condição de fronteira a impor ao corpo que representa o material de mudança de fase. De forma a facilitar a análise numérica, efetuou-se a uma simplificação do problema, não realizando a análise da transição de fase do volume de material, mas procedendo à simulação assumindo que o material se mantém à temperatura de fusão, ou seja, 28°C.

De forma a validar os resultados numéricos, procedeu-se, de novo, ao estudo de critérios de convergência de foro numérico e físico, conforme se retrata na Figura 47.

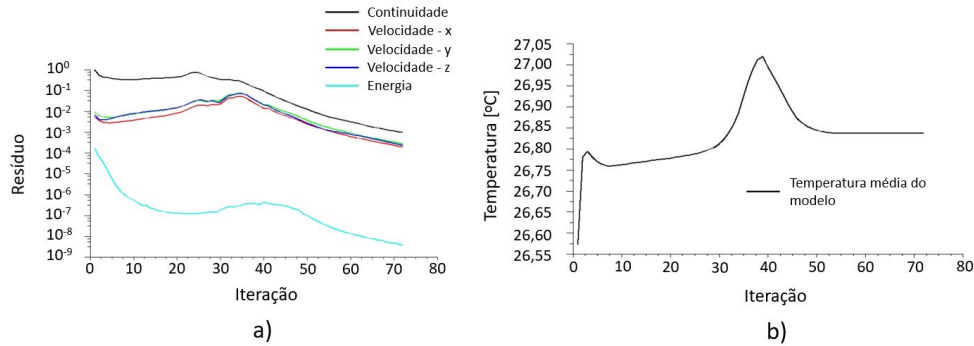


Figura 47: Parâmetros de controlo de qualidade dos resultados.

Mais uma vez, constata-se a convergência dos resíduos numéricos para os valores recomendados, 10^{-6} para a equação de energia e 10^{-3} para as restantes. Para além disso, é, igualmente, clara a convergência da temperatura média do modelo para valores em torno dos 26,9°C.

Tendo-se determinado a validade dos resultados, representa-se na Figura 48 os contornos de temperatura do capacete.

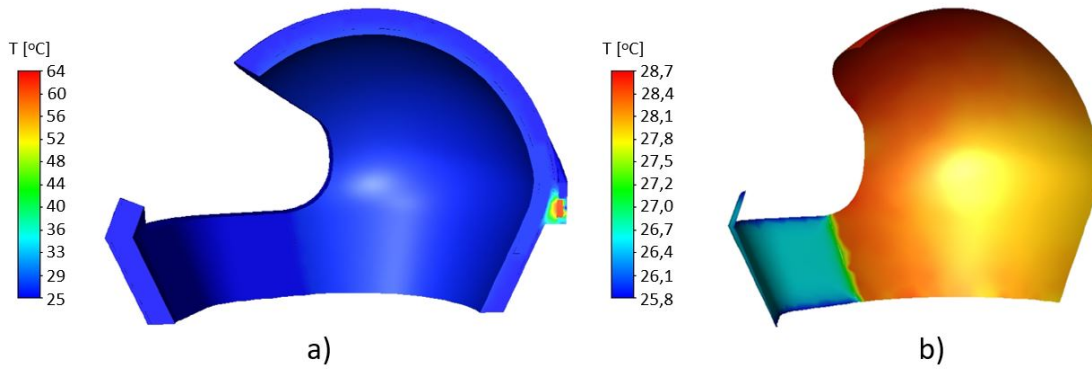


Figura 48: Contornos de temperatura a) Global ; b) Interior.

Do estudo da figura é possível determinar que com esta solução se consegue atingir todos os objetivos pretendidos para este projeto. Na verdade, com esta solução construtiva, consegue-se reduzir a temperatura máxima do interior do capacete de 64°C para perto dos 28°C, tal como se tinha definido no início deste trabalho.

A solução contemplada apresenta, contudo, um senão significativo - as alterações introduzidas no modelo levam a um aumento não desprezável do peso do capacete, visto que as densidades tanto do PCM, mas sobretudo do cobre, são muito superiores à da esferovite que lá se encontrava anteriormente. Procedendo ao cálculo desse aumento de massa, temos que o volume do coletor e do reservatório é de $636,9 \text{ cm}^3$ e $250,8 \text{ cm}^3$, respetivamente. Tendo em conta a diferença de massas volúmicas entre a esferovite e cada um destes materiais, tem-se que:

$$\Delta_{massa} = V_{coletor} \cdot \Delta\rho_{coletor} + V_{PCM} \cdot \Delta\rho_{PCM} = 636,9 \cdot 10^{-6} \cdot (8960 - 50) + 250,8 \cdot 10^{-6} \cdot (814 - 50) = 5,87 \text{ kg}$$

o que implica um aumento de massa absolutamente inoportável para um objeto que é suposto ser utilizado na cabeça por elevados períodos de tempo. Assim, repetiu-se a simulação substituindo o material do coletor por alumínio. O novo contorno de temperaturas para o interior do capacete é ilustrado na Figura 49.

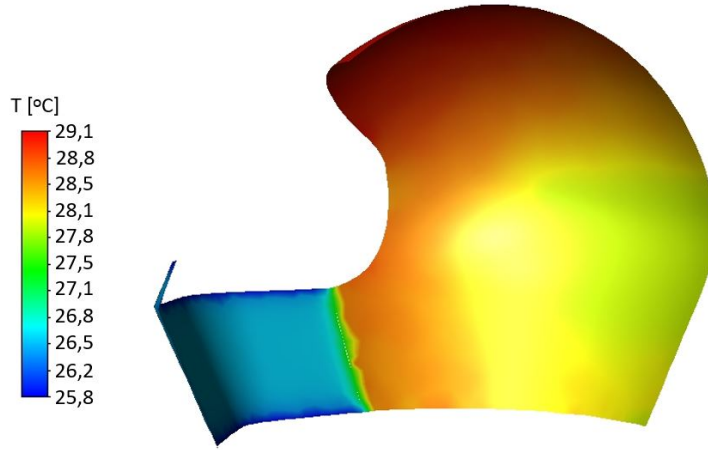


Figura 49: Contorno de temperatura do interior do capacete com o coletor em alumínio.

Conforme é possível perceber pela análise da imagem, a troca do material não afeta significativamente a temperatura no interior do capacete, sendo a diferença na temperatura máxima de apenas $0,4^\circ\text{C}$. Todavia, refazendo os cálculos do aumento da massa do capacete, obtém-se:

$$\Delta_{massa} = V_{coletor} \cdot \Delta\rho_{coletor} + V_{PCM} \cdot \Delta\rho_{PCM} = 636,9 \cdot 10^{-6} \cdot (2719 - 50) + 250,8 \cdot 10^{-6} \cdot (814 - 50) = 1,89 \text{ kg}$$

o que representa uma redução de $\frac{2}{3}$ no acréscimo de massa ao capacete, melhorando bastante a solução relativamente ao parâmetro peso.

De referir, ainda, que este acréscimo de massa não seria o de uma aplicação real. Na verdade, com este teste pretendeu-se unicamente realizar uma prova de conceito da tecnologia, sendo a geometria seleccionada para os componentes algo arbitrária. Por exemplo, no modelo, o coletor apresenta uma espessura de 5 mm, não havendo necessidade de uma peça tão espessa pelo que uma redução desta medida levaria a uma redução significativa da massa do capacete. Outro aspeto a destacar é o de que não há justificação para o coletor ser maciço fora da zona de permuta de calor com o reservatório de material de mudança de fase, podendo a restante estrutura ser como que "braços" a radiar de um corpo central na zona de contacto, geometria esta que permitiria uma redução significativa do peso do componente.

Por último, é importante estudar a simplificação realizada para a abordagem ao problema. Na verdade, não se examinou o processo de mudança de fase do PCM, tendo-se considerado a manutenção da temperatura do material à temperatura de fusão. Ora, tal só se verifica enquanto ainda existir material a fundir. Por isso, analisou-se o tempo necessário para a fusão total do material. Como será discutido na secção seguinte, o fluxo de calor do chip pode ser considerado como sendo totalmente escoado pelo dissipador, pelo que o PCM seria unicamente responsável por absorver o fluxo de calor proveniente da cabeça. Aplicando o fluxo de calor à área de contacto, obtém-se uma potência absorvida de 8,6 W. Entretanto, o código da estrada português dita que é recomendável realizar pausas na condução de 2 em 2 horas, pelo que deve ser este o tempo alvo que o PCM deve demorar a fundir completamente. A mudança de fase é governada pela equação 31.

$$\dot{Q} = \frac{h_f \cdot m}{\Delta t} \quad (31)$$

Resolvendo a equação em ordem à massa obtém-se:

$$m = \frac{\dot{Q} \cdot \Delta t}{h_f} = \frac{8,6 \cdot 7200}{244000} = 0,25 \text{ kg}$$

o que se traduz num volume do reservatório de 307 cm³, pelo que a peça idealizada para o modelo se encontra ligeiramente subdimensionada.

5.5 Discussão dos resultados numéricos

Para concluir o estudo térmico do capacete considerou-se relevante assegurar uma análise final ao nível do dissipador, de forma a definir parâmetros que possam servir de referência para trabalhos futuros. Retomando a equação (1) e adaptando-a ao caso da convecção, obtém-se a equação (32).

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot \Delta T \quad (32)$$

A título meramente demonstrativo, se considerarmos condução monodimensional na zona do chip, tendo a resistência térmica do dissipador de um lado e a resistência térmica do capacete em esferovite do outro, obtém-se que:

$$R_{T, cobre} = \frac{e_{cobre}}{k_{cobre}} = \frac{2,75 \cdot 10^{-3}}{237} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2 \cdot \text{K / W]}$$

$$R_{T, esferovite} = \frac{e_{esferovite}}{k_{esferovite}} = \frac{18 \cdot 10^{-3}}{0,033} = 0,545 \text{ [m}^2 \cdot \text{K / W]}$$

Assim, a resistência térmica do dissipador é de tal forma inferior à do resto do capacete, 4 ordens de grandeza de diferença, que é razoável proceder ao cálculo do coeficiente de convecção, h , no dissipador, partindo do princípio que toda a potência é dissipada neste elemento.

Quanto à descrição do dissipador em si, tal como exposto anteriormente, trata-se de uma peça em alumínio de dimensões 15x20x0,5 mm, possuindo 20 alhetas uniformemente distribuídas pela geometria com um comprimento de 5 mm. Estas dimensões definem um volume da peça de 885 mm³ e uma área de transferência de calor de 3635 mm². Desta maneira, obtém-se que:

$$\beta = \frac{A \text{ [m}^2\text{]}}{V \text{ [m}^3\text{]}} = \frac{3635 \cdot 10^{-6}}{885 \cdot 10^{-9}} = 4107 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$$

Tendo em conta que na transferência de calor o comprimento característico, L , é definido como sendo o inverso de β , para o dissipador em causa L tomará o valor de $2,43 \cdot 10^{-4}$ m.

Retomando os resultados da última simulação, o *software* ANSYS permite a determinação da temperatura média na secção imediatamente a montante e a jusante do dissipador. Assim, apresentam-se na Figura 50 os gráficos que demonstram a temperatura média na secção ao longo do cálculo.

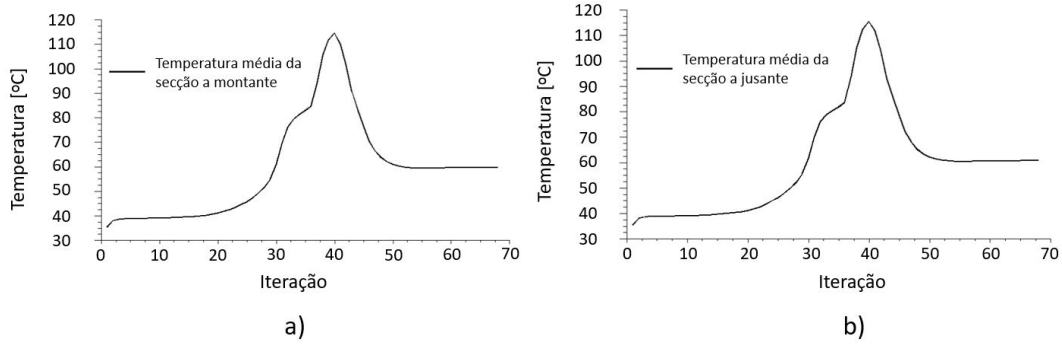


Figura 50: Temperatura média da secção a a) Montante ; b) Jusante.

Da leitura dos gráficos infere-se que o ΔT no dissipador será aproximadamente de 2°C . Adicionalmente, é interessante realçar o facto de que, mais uma vez, estes gráficos demonstram a estabilização dos resultados numéricos e, como tal, a respetiva validade dos resultados sob o ponto de vista físico.

Neste momento é pertinente referir que a área de transferência de calor para o ar é de 3140 mm^2 . Assim, retomando a equação 32, calcula-se que:

$$h = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} = \frac{5}{3140 \cdot 10^{-6} \cdot 2} = 796 \text{ [W/(m}^2 \cdot \text{K)]}$$

Para análises futuras será também conveniente definir o número de *Nusselt* associado ao dissipador. Desta forma, tem-se:

$$\overline{Nu}_{dissipador} = \frac{h \cdot L}{k_{fluido}} = \frac{796 \cdot 2,43 \cdot 10^{-4}}{0,03} = 6,45$$

Um outro aspeto relevante a estudar será a velocidade do caudal de ar, cujo gráfico se inclui na Figura 51.

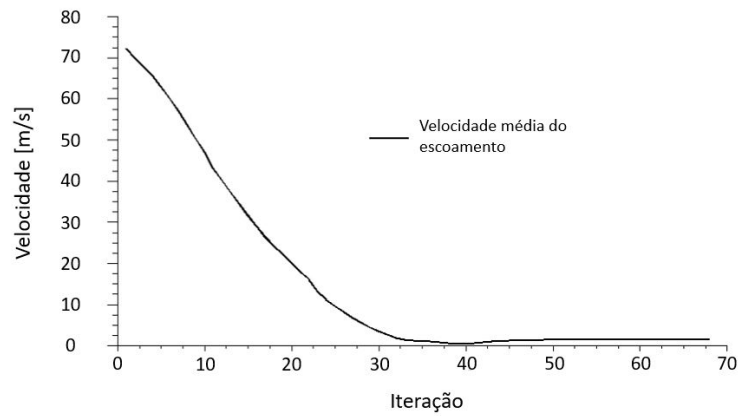


Figura 51: Velocidade média do escoamento.

Analisando a imagem, é possível determinar que a velocidade do escoamento na zona do dissipador é de cerca de 2 m/s, parâmetro este que também pode ser interessante analisar num ambiente de teste à escala real do modelo, e definir eventuais correlações empíricas com os números adimensionais relevantes à temática em estudo, nomeadamente o número de *Reynolds*:

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot L}{\mu_{fluido}} = \frac{1,2 \cdot 2 \cdot 2,43 \cdot 10^{-4}}{1,85 \cdot 10^{-5}} = 31,52$$

6 Conclusão e trabalhos futuros

6.1 Conclusão

O foco deste trabalho foi o design e simulação numérica de soluções de dissipação de calor para as tecnologias emergentes no mercado de HUD, tendo-se dado atenção não só a questões derivadas do correto funcionamento dos equipamentos eletrônicos, mas também a questões associadas ao conforto do utilizador.

Face o trabalho realizado destacam-se as seguintes conclusões:

- Para o arrefecimento adequado dos componentes eletrônicos do sistema, a convecção natural é claramente insuficiente, tendo-se optado por uma solução com recurso a convecção forçada;
- Apesar do problema associado à temperatura do chip poder ser resolvido com uma ventoinha com menos potência, modificando somente o design do dissipador de forma a maximizar a área de transferência de calor, os problemas ligados à fluência na camada exterior do capacete obrigam à utilização de um equipamento de maior potência, assim como à introdução de isolamento térmico na zona de maior temperatura do fluxo de ar.
- Todas as escolhas tomadas foram realizadas partindo de um princípio algo conservador. Na verdade, o coeficiente de convecção considerado foi para um situação de convecção interior, sendo, por isso, inferior ao que seria uma aplicação real para o capacete.
- Para solucionar a questão da temperatura excessiva no interior do capacete recorreu-se a um conjunto coletor em alumínio/reservatório em parafina tendo-se conseguido uma temperatura interior de 29°C. Determinou-se, ainda, que o volume do reservatório de PCM deveria ser de 307 cm³.
- O β do dissipador utilizado é de 4107 m²/m³, cumprindo claramente a definição para ser considerado um CHX.
- O dissipador simulado devolve um coeficiente de convecção de 796 W/(m²·K), e respetivo número de *Nusselt* de 6,45, sendo a velocidade do escoamento na secção de transferência de calor de 2 m/s.

6.2 Trabalhos futuros

O desenvolvimento deste projeto acabou por ser severamente afetado pela situação de saúde pública derivada da pandemia SARS-CoV-2 que se viveu no primeiro semestre deste ano e do confinamento que impôs. De facto, no projeto inicial previa-se, não só o desenvolvimento da análise térmica ao capacete recorrendo às ferramentas numéricas disponibilizadas pelo *software* ANSYS, como também o teste experimental da solução final obtida. Todavia, devido à limitação de acessos e lotação no CeNTI, fruto da pandemia, foi proibido o acesso de pessoal não essencial ao centro de investigação, estando incluídos nesse universo os alunos a realizar dissertações em regime empresarial.

Deste modo, a presente secção visa descrever a forma como se tencionava realizar a parte experimental deste trabalho, bem como salientar algumas das matérias que poderiam ser interessantes explorar futuramente.

O CeNTI dispõe de meios físicos avançados de desenvolvimento, teste, prototipagem e apoio a *scale-up* nas áreas da nanotecnologia, da funcionalização e da “smartização” de materiais nomeadamente no que concerne às tecnologias da eletrónica impressa. Distingue-se dos seus pares europeus por dominar a funcionalização e a “smartização” de substratos de capital importância para as indústrias relevantes em Portugal como têxteis, polímeros, couro, papel, vidro, cerâmica, pedra natural, betão, cortiça, madeira, etc.

Como centro de investigação e de transferência de tecnologia, o CeNTI apresenta no seu portefólio de inovação e atividades de I&D diversos projetos que evidenciam o seu compromisso e missão no apoio e dinamização da infraestrutura tecnológica, industrial e empresarial nacional com o intuito de desenvolver novos produtos de elevado valor acrescentado e/ou a incorporar novas tecnologias em produtos e mercados tradicionais.

O desenvolvimento desta tese decorreu com o apoio do departamento de Materiais Inteligentes que tem como missão o desenvolvimento de materiais inteligentes e de dispositivos, como sensores e atuadores, que permitem introduzir funcionalidades inteligentes em objetos e no ambiente que nos rodeia, permitindo a interação de forma inovadora com os mesmos. Apesar de não ter sido possível chegar à prática experimental desejada, para atingir estes objetivos, este departamento tem como principal área de atividade a eletrónica impressa. Dentro desta temática, o departamento dedica-se ao desenvolvimento de dispositivos e materiais que podem substituir e complementar componentes eletrónicos convencionais. Neste sentido, são desenvolvidos diferentes tipos de dispositivos como sensores, termoelétricos para geração de energia, células solares orgânicas, materiais eletroactivos e revestimentos funcionais e inteligentes através de *screen-printing* ou *inkjet* por exemplo.



Figura 52: Laboratório do departamento de Materiais Inteligentes.

O capacete facultado pelo CeNTI para a criação do modelo em estudo já apresenta parte da cobertura em policarbonato, pelo que seria apenas necessário criar o sistema de condutas a acoplar à cobertura. Tendo em mente este propósito, seria utilizada a impressora 3D disponibilizada pelo centro, visível na Figura 52.

Relativamente ao Chip, considerou-se que a aquisição do modelo previsto para a realização das simulações seria complicada. Desta forma, a opção mais simples para simular o comportamento do chip, em regime permanente, é através de uma resistência elétrica que dissipa calor por efeito de *Joule*, sendo que se pode proceder a duas montagens distintas. A resistência poderá trabalhar a temperatura constante, recorrendo a eletrónica de controlo para garantir que não se danifica nenhum dos componentes, ou em regime de potência dissipada constante.

No que respeita ao dissipador, foram contempladas duas alternativas distintas. Num momento inicial ponderou-se a utilização das ferramentas disponibilizadas pelo centro de investigação. Contudo, o *core business* do centro diz respeito a materiais para aplicação na indústria têxtil e para a produção de peças poliméricas. Assim, a produção do dissipador teria que ser feita recorrendo a materiais poliméricos que, como foi descrito no estado da arte, apresentam propriedades termofísicas muito distintas do alumínio. Então, a análise teria que ser feita recorrendo a parâmetros adimensionais, para o efeito o número de *Nusselt*, de forma a validar os resultados numéricos, sendo que seria necessário adaptar o fluxo de calor para garantir que não ocorre a fusão das peças. Esta primeira abordagem revelou-se desnecessária, tendo-se tomado como mais razoável a compra de um produto similar, sendo os ajustes de atravancamento realizados por recurso à ferramenta de corte a laser do departamento de Materiais Inteligentes. Assim, optou-se pelo dissipador apresentado na Figura 53 que, apesar de não ter o número de alhetas simulado, apresenta dimensões bastante similares, sendo que é necessário cortar um pouco o comprimento do dissipador. Inclui-se no anexo E o desenho técnico do dissipador.

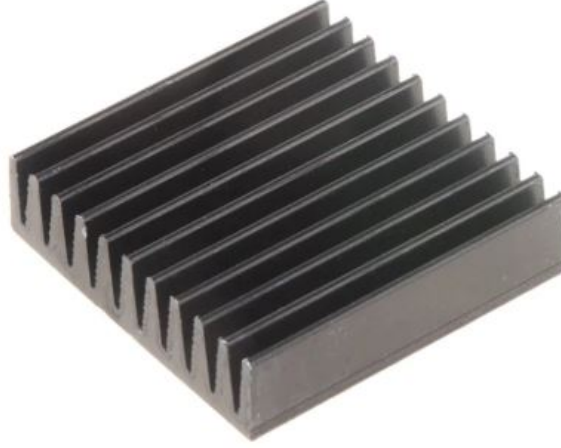


Figura 53: Dissipador selecionado.

A análise dos resultados deveria ser realizada recorrendo ao número de *Nusselt*, recorrendo:

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (33)$$

sendo L o comprimento característico do dissipador, dado pelo rácio entre o seu volume e a área de transferência de calor. Para validar os resultados numéricos seria conveniente que o erro absoluto entre o Nu experimental e o numérico fosse inferior a 5%.

$$erro\ absoluto = \frac{|Nu_{exp} - Nu_{num}|}{Nu_{exp}} \cdot 100 \quad (34)$$

Finalmente, relativamente ao sistema de aquisição de dados considerou-se que em contexto de laboratório não faria sentido simular o fluxo de calor libertado pela cabeça humana, sendo que seria apenas medida a temperatura na face interior do capacete de modo a garantir que a temperatura interior do capacete não subisse acima de um valor razoável. Na Figura 54 demonstra-se o perfil de temperaturas expectável sem a condição de fronteira respetiva ao fluxo de calor proveniente da cabeça.

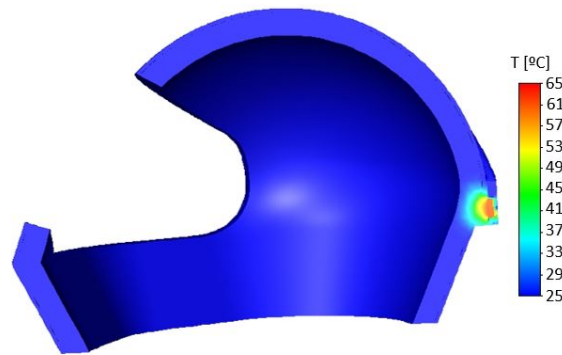


Figura 54: Contorno de temperaturas sem geração de calor pela cabeça.

Da imagem é possível concluir que nesta situação a temperatura expectável para o interior do capacete é a temperatura ambiente.

Para além da medição no interior do capacete, pretender-se-á medir a temperatura do fluxo de ar a montante e jusante do dissipador, bem como a temperatura do próprio dissipador. Pela facilidade de implementação e versatilidade, ponderou-se a utilização de termopares, sendo as juntas quentes colocadas nos pontos de medição mencionados. Alternativamente, poder-se-ia recorrer a sensores de temperatura de produção do próprio CeNTI, visto que os sensores de pequena dimensão correspondem a um dos outros pontos fortes do centro. Contudo, devido à pandemia atual, não foi possível a familiarização com estes produtos, pelo que os termopares seriam provavelmente uma escolha mais segura. A tecnologia de fabricação de sensores impressos seria empregue para o sensor de medição da velocidade do caudal de ar na conduta, de forma a validar os resultados numéricos.

Adicionalmente ao estudo experimental do modelo criado pondera-se prosseguir dois outros estudos. Por um lado, seria interessante realizar a análise de outras geometrias de condutas para procurar otimizar a perda de carga em linha da geometria, conseguindo assim maximizar o caudal do escoamento e, conseqüentemente, a capacidade de arrefecimento. Por outro lado, acredita-se que a geometria do coletor poderia ser aprimorada de modo a reduzir o peso do capacete. Efetivamente, só há necessidade de que o coletor seja maciço na zona de permuta com o reservatório, sendo que desse corpo central poderiam radiar subestruturas de forma a conseguir absorver a carga térmica sem a necessidade de uma peça tão pesada.

Referências

- [1] Afonso, Clito. (2019). Sistemas Frigoríficos. (p. 27, 121-128).
- [2] Murshed, SM Sohel, and CA Nieto De Castro. "A critical review of traditional and emerging techniques and fluids for electronics cooling." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 78 (2017): 821-833.
- [3] <https://www.intel.com/content/www/us/en/silicon-innovations/silicon-innovations-technology.html>, visitado a 20/02/2020
- [4] <https://www.investopedia.com/terms/m/mooreslaw.asp>, visitado a 20/02/2020
- [5] https://www.realclearscience.com/articles/2019/07/02/your_mobile_phone_vs_apollo_11s_guidance_computer_111026.html, visitado a 20/02/2020
- [6] <https://electronicsmaker.com/new-ultra-cool-heat-sink-family-cools-high-powered-devices>, visitado a 20/02/2020
- [7] <https://www.qats.com/Product/Heat-Sinks/BGA-Heat-Sink—High-Performance/Ultra-Cool-High-Power-Device-Coolers/ATS-UC-DFLOW-100/3474.aspx>, visitado a 20/02/2020
- [8] https://www.techinn.com/pt/cooler-master-hyper-h412r/137476618/p?utm_source=google_products&utm_medium=merchant&id_product=10349562&country=pt&gclid=EAIaIQobChMIxN3017Cd6gIVEc-yCh1dPwSSEAkYAiABEgLiKvD_BwE, visitado a 25/06/2020
- [9] Incropera, F. P., Dewitt, D. P., & Bergman, T. L. Seventh edition (2011). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Grupo Gen-LTC. (p.706)
- [10] Murshed, SM Sohel. "Introductory Chapter: A Brief Note on Advanced Cooling Technologies." *Advanced Cooling Technologies and Applications*. IntechOpen, 2018.
- [11] Blinov, Andrei, Dmitri Vinnikov, and Tõnu Lehtla. "Cooling methods for high-power electronic systems." *Electrical, Control and Communication Engineering* 29.1 (2011): 79-86.
- [12] http://www.mhtl.uwaterloo.ca/NC_rect.html, visitado a 17/02/2020
- [13] Tuckerman, David B., and Roger Fabian W. Pease. "High-performance heat sinking for VLSI." *IEEE Electron device letters* 2.5 (1981): 126-129.
- [14] Chai, Lei, et al. "A review on heat transfer and hydrodynamic characteristics of nano/microencapsulated phase change slurry (N/MPCS) in mini/microchannel heat sinks." *Applied Thermal Engineering* 135 (2018): 334-349.

- [15] El-Genk, Mohamed S., and Mahyar Pourghasemi. "Nusselt number and development length correlations for laminar flows of water and air in microchannels." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 133 (2019): 277-294.
- [16] Ledari, Behnam Habibnezhad, and Majid Sabzpooshani. "A comparative empirical investigation on the thermal performance of gravity-assisted double-bent, double-ended cooling, and single-bent, single-ended cooling heat pipes." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 112 (2020): 104505.
- [17] <https://www.heat-pipes.com/index.php?sectionid=6>
- [18] Awais, Muhammad, and Arafat A. Bhuiyan. "Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127 (2018): 359-380.
- [19] Nabati, H. (2008). Optimal pin fin heat exchanger surface (Doctoral dissertation, Mälardalen University).
- [20] Chokphoemphun, Suriya, et al. "Thermal performance of tubular heat exchanger with multiple twisted-tape inserts." *Chinese Journal of Chemical Engineering* 23.5 (2015): 755-762.
- [21] Cheng, Lin, et al. "Heat transfer enhancement by flow-induced vibration in heat exchangers." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52.3-4 (2009): 1053-1057.
- [22] Saidur, Rahman, K. Y. Leong, and Hussein A. Mohammed. "A review on applications and challenges of nanofluids." *Renewable and sustainable energy reviews* 15.3 (2011): 1646-1668.
- [23] Han, Ukmin, et al. "Development and design optimization of novel polymer heat exchanger using the multi-objective genetic algorithm." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 144 (2019): 118589.
- [24] <https://www.grc.nasa.gov/www/k-12/airplane/nseqs.html>, visitado a 10/06/2020
- [25] Coelho, Paulo.(2019). Tabelas de Termodinâmica. 4.^a edição atualizada. (p. 1)
- [26] Oliveira, Armando (2019). Slides de Modelação numérica de sistemas térmicos. Métodos de modelação distribuída. (slide 42)
- [27] <https://gadgetversus.com/processor/qualcomm-sm8250-snapdragon-865-vs-qualcomm-sm6125-snapdragon-665/> , visitado a 13/05/2020
- [28] Phuong, Nguyen Lu, et al. "Prediction of convective heat transfer coefficient of human upper and lower airway surfaces in steady and unsteady breathing conditions." *Building and Environment* 100 (2016): 172-185.

- [29] Froese, Gerd, and Alan C. Burton. "Heat losses from the human head." *Journal of Applied Physiology* 10.2 (1957): 235-241.
- [30] Tikuisis, P., P. Meunier, and C. Jubenville. "Human body surface area: measurement and prediction using three dimensional body scans." *European journal of applied physiology* 85.3-4 (2001): 264-271.
- [31] https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html, visitado a 22/04/2020
- [32] <https://www.aqua-calc.com/page/density-table/substance/styrofoam>, visitado a 22/04/2020
- [33] <https://socratic.org/questions/what-is-the-specific-heat-capacity-of-styrofoam>, visitado a 22/04/2020
- [34] IEEES. Aula 12. Transferência de calor - CFX.
- [35] <https://en.wikipedia.org/wiki/Polycarbonate>, visitado a 28/04/2020
- [36] https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/6/69/Aerogelflower_filtered.jpg, visitado a 16/06/2020
- [37] <https://en.wikipedia.org/wiki/Aerogel>, visitado a 14/05/2020
- [38] <http://esther.ist.utl.pt/pages/yurisnight2011/ActiveSpaceTech.pdf>, visirado a 14/05/2020
- [39] Ungar, Eugene, and Kenneth Stroud. "A new approach to defining human touch temperature standards." 40th International Conference on Environmental Systems. 2010.
- [40] Tan, F. L., and S. C. Fok. "Cooling of helmet with phase change material." *Applied Thermal Engineering* 26.17-18 (2006): 2067-2072.
- [41] Pinho, Carlos. (2018). *Gestão de Energia Térmica*. (p. 293-294)

Anexo A

Os dados técnicos que se seguem dizem respeito ao ventilador de 9x9x3 mm.

Mighty Mini Blower

9X9X3 mm



Model (IP55)	:	UB393-500 / UB393-700
Model (IP58)	:	UB393-500B / UB393-700B
Operating Voltage (V)	:	2.0~3.5
Voltage (V)	:	3
Power Current (mA)	:	92
Power Consumption (Watts)	:	0.28
Speed (RPM)	:	17400
Air Flow (l/min)	:	1.17
Static Pressure (Pa)	:	4.44
Noise (dB(A))	:	25.0 / 30 cm
Lead Wire	:	3 Wires (3rd F type) / UB5U3-500(B)
	:	2 Wires / UB5U3-700(B)

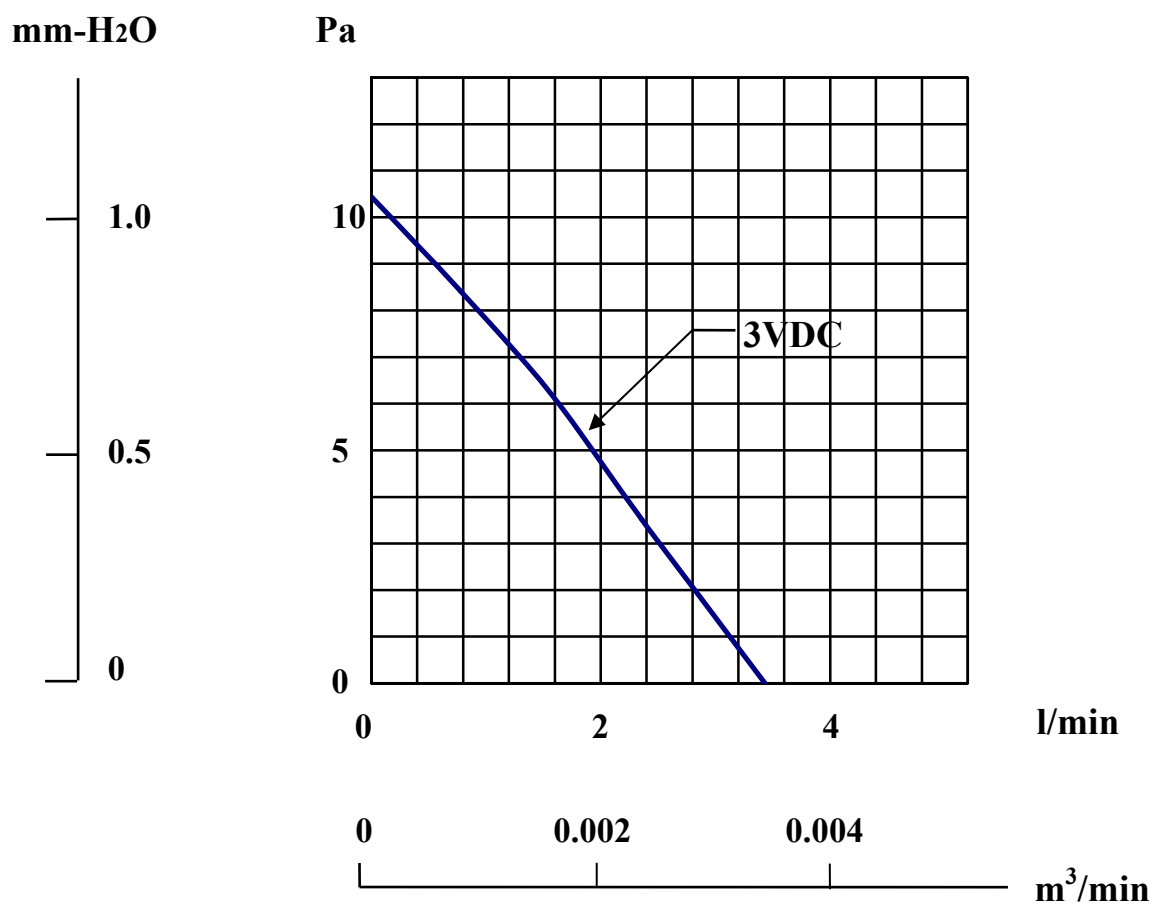
Anexo B

Os dados técnicos que se seguem dizem respeito ao ventilador de 10x10x3 mm.

SPECIFICATIONS

MODEL : UF3A3-500

1-1. Rated Voltage	: 3 VDC
1-2. Operating Voltage Range	: 2.0~3.5 VDC
1-3. Starting Voltage	: 2.0 VDC (25 deg. C POWER ON/OFF)
1-4. Rated Speed	: 17000 RPM $\pm$ 30%
1-5. Air Delivery	: 3.43 l/min
1-6. Static Pressure	: 10.44 Pa
1-7. Rated Current	: 96 mA
1-8. Rated Power	: 0.29 WATTS
1-9. Noise Level	: 14.7 dB(A) @ 1M 21.0 dB(A) @ 0.3M
1-10. Direction of Rotation	: Counter-clockwise viewed from front of fan blade
1-11. Operating Temperature	: -10 to +70 deg. C
1-12. Storage Temperature	: -40 to +70 deg. C
1-13. Bearing System	: Vapo bearing system
1-14. Weight	: 0.56 g
1-15. Safety	: CE Approvals
1-16. Protection	: ☒ Automatic Restart Capability Note: In a situation where the fan is locked by an external force while the electricity is on, an increase in coil temperature will be prevented by temporarily turning off the electrical power to the motor. The fan will automatically restart when the locked rotor condition is released. ☒ Polarity Protection
1-17. IP Class : IP55	: According to IEC 529 (or IEC 34-5) IP standard, the average Temperature is 23~24°C and humidity is 67% RH for Dust Water Test. The fan needs to be test and Spray Put in dust box for 8 hours for Dust Test and be sprayed 10 minutes with water of 4 aspects for Spray Water Test. After these 2 tests, which executing by regular standard, the fan will be measured the performance is normal or not. PS. There are different applicative environments and systems by different customers, so please put the product in the most suitable environment to measure the performances.

MODEL : UF3A3-500**PERFORMANCE CURVES****STATIC
PRESSURE**

Anexo C

Os dados técnicos que se seguem dizem respeito ao ventilador de 12x12x3 mm de menor potência.

SPECIFICATIONS

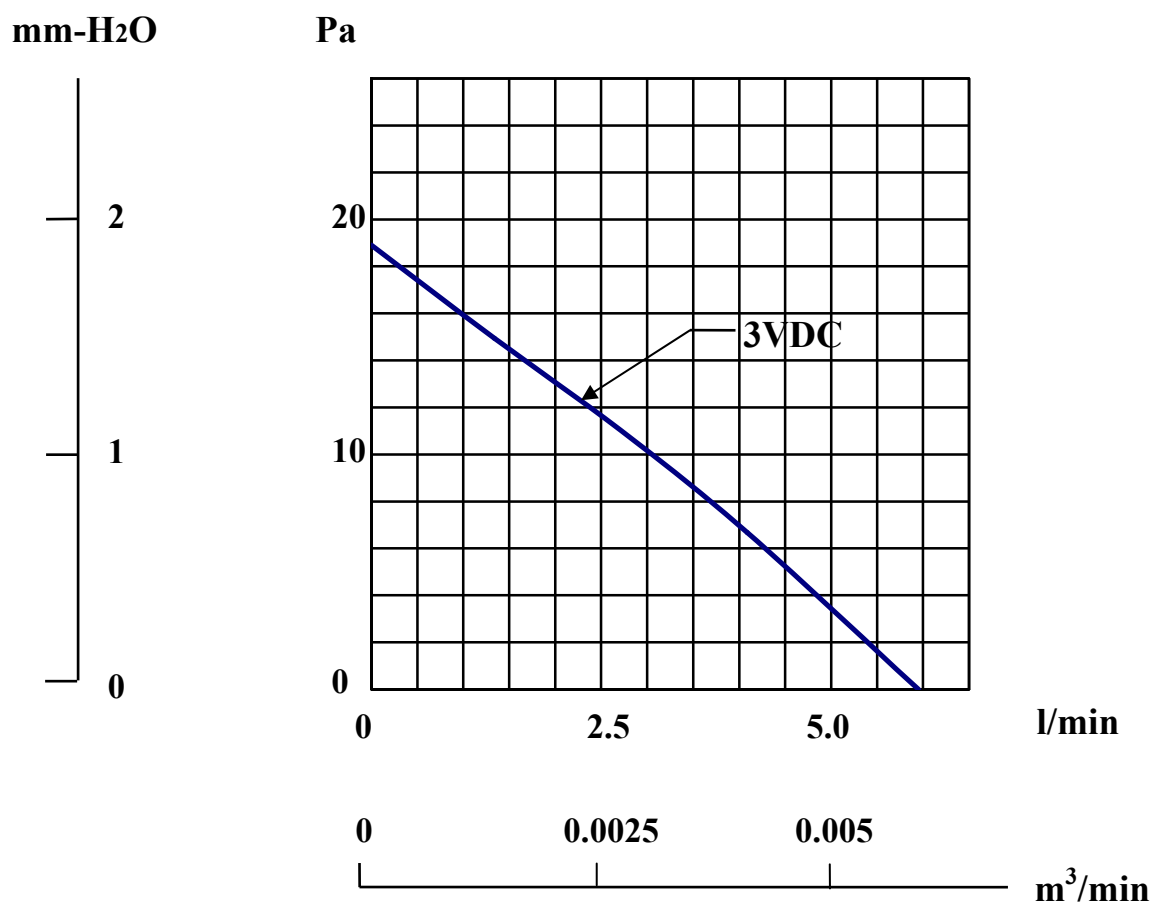
MODEL : UF3C3-500

- 1-1. Rated Voltage : 3 VDC
- 1-2. Operating Voltage Range : 2.0~3.5 VDC
- 1-3. Starting Voltage : 2.0 VDC (25 deg. C POWER ON/OFF)
- 1-4. Rated Speed : 16500 RPM $\pm$ 30%
- 1-5. Air Delivery : 5.95 l/min
- 1-6. Static Pressure : 18.91 Pa
- 1-7. Rated Current : 97 mA
- 1-8. Rated Power : 0.3 WATTS
- 1-9. Noise Level : 14.0 dB(A) @ 1M
28.3 dB(A) @ 0.2M
- 1-10. Direction of Rotation : Counter-clockwise viewed from front of fan blade
- 1-11. Operating Temperature : -10 to +70 deg. C
- 1-12. Storage Temperature : -40 to +70 deg. C
- 1-13. Bearing System : Vapo bearing system
- 1-14. Weight : 0.7 g
- 1-15. Safety : CE Approvals
- 1-16. Protection : ☒ Automatic Restart Capability
Note: In a situation where the fan is locked by an external force while the electricity is on, an increase in coil temperature will be prevented by temporarily turning off the electrical power to the motor. The fan will automatically restart when the locked rotor condition is released.
☒ Polarity Protection
- 1-17. IP Class : IP55 : According to IEC 529 (or IEC 34-5) IP standard, the average Temperature is 23~24°C and humidity is 67% RH for Dust Water Test. The fan needs to be test and Spray Put in dust box for 8 hours for Dust Test and be sprayed 10 minutes with water of 4 aspects for Spray Water Test. After these 2 tests, which executing by regular standard, the fan will be measured the performance is normal or not.
PS. There are different applicative environments and systems by different customers, so please put the product in the most suitable environment to measure the performances.

建準電機工業股份有限公司
SUNONWEALTH ELECTRIC
MACHINE INDUSTRY CO., LTD.

SPEC.NO	D01001051F-00	REVISION DATE	01.07.2014
ISSUE DATE	09. 30. 2009	E D I T I O N	
P A G E	3 OF 12		



MODEL : UF3C3-500**PERFORMANCE CURVES****STATIC
PRESSURE**

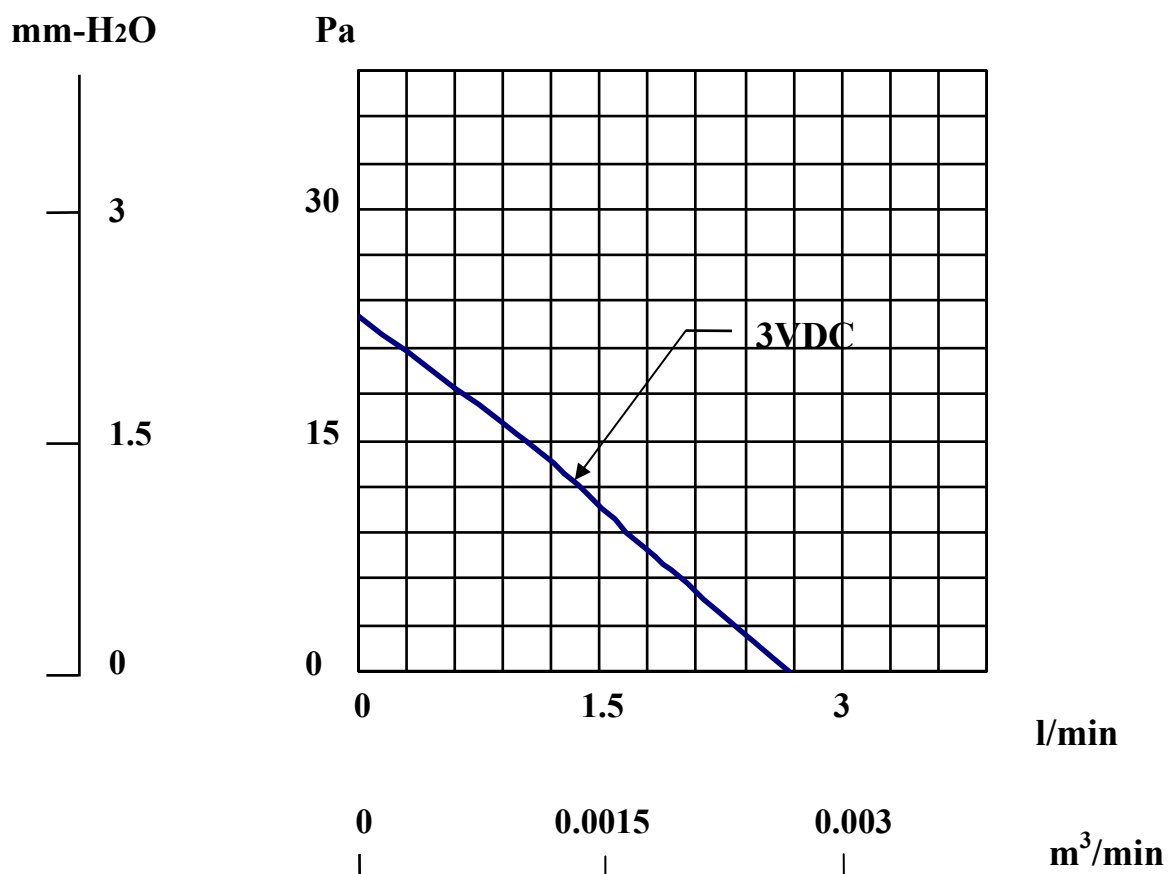
Anexo D

Os dados técnicos que se seguem dizem respeito ao ventilador de 12x12x3 mm de maior potência.

SPECIFICATIONS

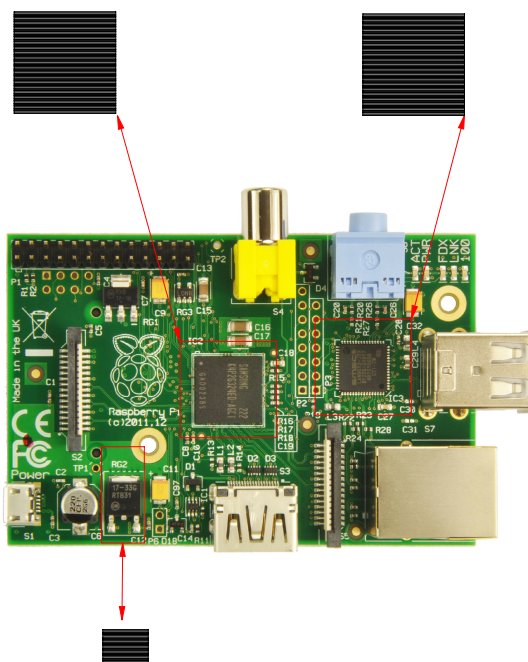
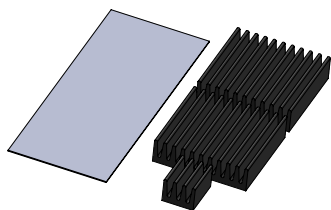
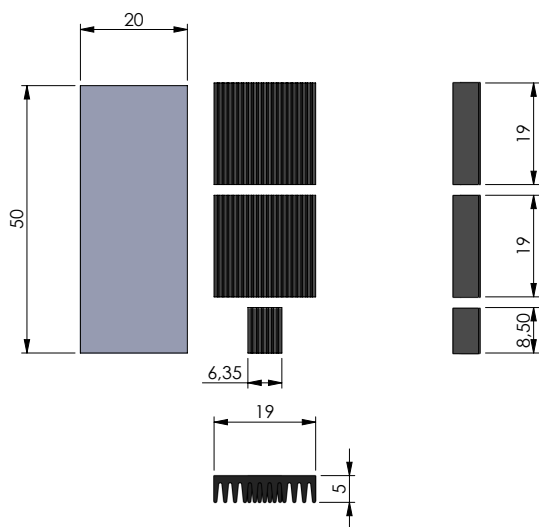
MODEL : UB3C3-700

- 1-1. Rated Voltage : 3 VDC
- 1-2. Operating Voltage Range : 2.0~3.5 VDC
- 1-3. Starting Voltage : 2.0 VDC (25 deg. C POWER ON/OFF)
- 1-4. Rated Speed : 15500 RPM $\pm$ 30%
- 1-5. Air Delivery : 2.67 l/min
- 1-6. Static Pressure : 22.96 Pa
- 1-7. Rated Current : 36 mA
- 1-8. Rated Power : 0.1 WATTS
- 1-9. Noise Level : 18.0 dB(A) @ 1M
26.0 dB(A) @ 0.3M
- 1-10. Direction of Rotation : Counter-clockwise viewed from front of fan blade
- 1-11. Operating Temperature : -10 to +70 deg. C
- 1-12. Storage Temperature : -40 to +70 deg. C
- 1-13. Bearing System : Vapo bearing system
- 1-14. Weight : 0.89 g
- 1-15. Safety : CE Approvals
- 1-16. Protection : ☒ Automatic Restart Capability
Note: In a situation where the fan is locked by an external force while the electricity is on, an increase in coil temperature will be prevented by temporarily turning off the electrical power to the motor. The fan will automatically restart when the locked rotor condition is released.
☒ Polarity Protection
- 1-17. IP Class : IP55 : According to IEC 529 (or IEC 34-5) IP standard, the average Temperature is 23~24°C and humidity is 67% RH for Dust Water Test. The fan needs to be test and Spray Put in dust box for 8 hours for Dust Test and be sprayed 10 minutes with water of 4 aspects for Spray Water Test. After these 2 tests, which executing by regular standard, the fan will be measured the performance is normal or not.
PS. There are different applicative environments and systems by different customers, so please put the product in the most suitable environment to measure the performances.

MODEL : UB3C3-700**PERFORMANCE CURVES****STATIC
PRESSURE**

Anexo E

O desenho técnico que se apresenta de seguida diz respeito ao dissipador selecionado para realizar os testes à escala real do modelo.



Proprietary and Confidential		TEKO S.p.A. Via dell'Industria 5 - S.Lazzaro di Savena - BO - IT		
		Subject to technical modification without prior notice. Tipographical and others errors do not justify any claim for damages. All dimensions should be verified using an actual moulded part.		
		Part Number:	Date:	Sheet:
		RPI-COOLKIT	15/05/2014	1 of 1
This document contains proprietary information of TEKNO S.p.A. and is tendered subject to the conditions that the information be retained in confidence not be reproduced or copied and not be used or incorporated in any product		Size:	A4	Scale: 1:1

Anexo F

O *Extended Abstract* que se segue foi submetido e aceite para apresentação na 9th International Conference Mechanics and Materials in Design (M2D 2021), 27 Junho a 1 Julho 2021, Funchal, Madeira, Portugal (congresso adiado devido à Situação Covid-19).

PAPER REF: To be completed by the Editors

HEAT DISSIPATION SOLUTIONS FOR HELMETS WITH HEADS UP DISPLAY CAPABILITIES

F.F. Neves¹, J.M. Ferraz³, M.S. Campos³, S.I.S. Pinto^{1,2(*)}

¹Engineering Faculty, University of Porto, Porto, Portugal

²Institute of Science and Innovation in Mechanical and Industrial Engineering (LAETA-INEGI), Porto, Portugal

³Centre of Nanotechnology and Smart Materials (CeNTI), Vila Nova de Famalicão, Portugal

(*)Email: spinto@fe.up.pt

ABSTRACT

Recent progress in miniaturization of power electronics has allowed the implementation of new technologies into previously stale industries. One such industry regards helmet manufacturers, who had a stable product for years. However, the introduction of Heads Up Display (HUD) technology promises to revolutionize the market. The following paper intends to provide a numerical analysis solution to the thermal problem induced by the introduction of a high-power density component.

Keywords: Compact heat sink, convection, thermal isolation, phase change materials, computational fluid dynamics.

INTRODUCTION

The evolution regarding semiconductors and miniaturization of power electronics has led to an ever-increasing power density of these components (Murshed 2015). Thermal solutions for smaller hand-held electronics tend to be the use of either natural convection or forced convection (Murshed 2018), since it allows a more compact product overall. Another thermal solution proposed for implementation on helmets is the use of a heat collector in conjunction with a reservoir of a phase change material (PCM) (Tan and Fok 2006).

The purpose of the current project is to combine these two approaches in order to provide a thermal solution that allows the proper working temperature for both the electronic components and the exterior layers of the helmet. In this way, creep is avoided, and a suitable interior wall temperature was found for the comfort of the helmet's users. The presented solution was realized by testing the designs using finite elements software.

RESULTS AND CONCLUSIONS

The helmet and the heat dissipation components were modeled using SolidWorks 2018 and its dimensions were based on a real model provided by CeNTI for further experimental studies of the design. The 3D model was simulated using ANSYS Fluent 2019, with a mesh of 255062 elements, a number determined to be optimal through successive mesh convergence testing of each component. Table 1 provides a summary of the materials that compose each part of the model, describing the thermophysical properties of each material implemented in ANSYS.

Table 1 – Material properties

Part	Material	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg K)]	k [W/(m K)]
Helmet	Styrofoam	50	1131	0.033
Exterior Layer	Polycarbonate	1200	1250	0.2
Insulation	Aerogel	0.2	2100	0.03
Chip	Semiconductor	3500	500	65

Collector	Aluminum	2719	871	202.4
PCM Reservoir	C ₁₈ H ₃₈ Paraffin	814	2140	0.15

Furthermore, the heat generation component was modeled after the QUALCOMM: SNAPDRAGON 665 chip, which presents a power-density of 16.7 MW/m³. Boundary conditions regarding the thermal aspects of the model were implemented to be 25 °C air, with a convection coefficient of 15 W/(m² K) for the exterior walls, and 26.15 °C with a convection coefficient of 20 W/(m² K) (Phuong et al. 2016) for the interior walls. Regarding the heat generated by the human head, it was defined to be 66.58 W/m² (Froese and Burton 1957). The reservoir was defined to be at the fusion temperature of the selected paraffin at 28 °C. Finally, the air stream was modeled to be promoted by a ventilator capable of generating a pressure difference of 18.91 Pa. Figure 1 presents the mesh and the temperature contours of the solution.

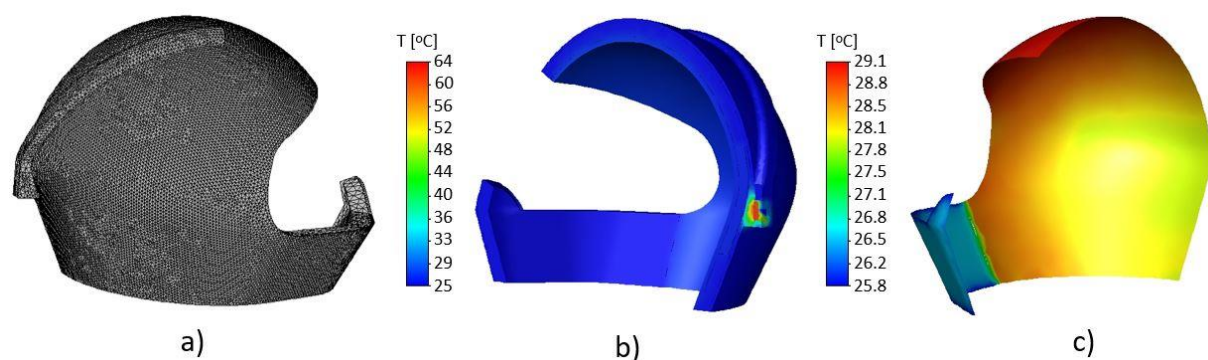


Figure 1 – a) Model and mesh design ; b) Global temperature contour ; c) Interior temperature contour

The achieved model proved to be an effective way to remove the heat energy produced. The proposed assembly can produce acceptable temperature ranges for all critical zones mentioned in the introduction of the present work. In fact, the chip temperature is much lower than the demanded by the manufacturer. However, the implementation of a more powerful fan was required to drop the temperature of the surface of the helmet. Further studies will be conducted to determine the optimal design for the collector part since the present model would be far too heavy for implementation as is.

AKNOWLEDGEMENTS

Authors gratefully acknowledge the Engineering Faculty of University of Porto (FEUP), the Department of Mechanical Engineering (DeMEC) of FEUP, the Institute of Science and Innovation in Mechanical and Industrial Engineering (LAETA-INEGI) and the Centre for Nanotechnology and Smart Materials (CeNTI).

REFERENCES

- [1]- Murshed SMS. Electronics Cooling - An overview. IntechOpen, 2016, p. 1-10.
- [2]- Murshed SMS. A Brief Note on Advanced Cooling Technologies. IntechOpen, 2018, p. 1-8.
- [3]- Tan FL, Fok SC. Cooling of helmet with phase change material. Applied Thermal Engineering, 2006, 26, p. 2067-2072.
- [4]- Phuong NL, Yamashita M, Yoo S-J, Ito K. Prediction of convective heat transfer coefficient of human upper and lower airway surfaces in steady and unsteady breathing conditions. Building and Environment, 2016, 100, p. 172-185.
- [5]- Froese G, Burton AC. Heat Losses from the Human Head. Journal of Applied Physiology, 1957, p. 235-241.