

Mestrado Integrado em Engenharia Química

***Estudo e Optimização do Desempenho de um
Laminado contendo uma Banda de Aquecimento***

Tese de Mestrado

desenvolvida no âmbito da disciplina de

Dissertação em Ambiente Empresarial

Sandra Cristina Lopes Couto



Departamento de Engenharia Química

Orientador na FEUP: **Doutor João Campos**

Orientador na empresa: **Doutor Tiago Sotto Mayor**

Fevereiro de 2010

*Aos meus pais,
Ao Tiago*

*“A man in the cold is not necessarily a cold man”
David Bass*

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer ao Doutor Tiago Sotto Mayor pelos ensinamentos transmitidos mas principalmente pela paciência, entusiasmo e força. Gostaria também de agradecer ao Professor João Campos pelos comentários tão importantes e construtivos.

Agradeço ainda ao Bruno Gonçalves pela boa-vontade demonstrada e disponibilidade sempre que precisei.

E porque neste projecto de desenvolvimento as aprendizagens foram para além das curriculares, gostaria de agradecer a cada pessoa do CeNTI pelo seu acolhimento caloroso e simpatia, em particular ao Miguel Ribeiro e à Carla Santos. Agradeço ainda à Bruna Moura, Lília Almeida e Zé Silva pelas viagens tanto inspiradoras como educativas e em especial à Olívia Rocha pela lição de vida e força.

Resumo

Em actividades que exijam a exposição prolongada ao frio, como alpinismo, as mãos (e outras partes do corpo), devem estar bem protegidas do frio de forma a otimizar a performance do praticante. No entanto, em ambientes frios (a elevada altitude), o isolamento térmico poderá não ser suficiente pelo que se pode considerar uma protecção para as mãos contendo uma banda de aquecimento. Este tipo de equipamento acarreta limitações, por exemplo no que diz respeito ao peso ou capacidade da bateria, etc. Estes factores devem ser portanto bem planeados, visto serem determinantes no sucesso deste tipo de actividade.

Neste trabalho utilizou-se uma ferramenta computacional (COMSOL Multiphysics 3.5) para proceder à simulação numérica da transferência de calor através de um laminado contendo uma banda de aquecimento visando otimizar o seu desempenho.

Estudaram-se vários parâmetros para diferentes condições ambientais, nomeadamente a distribuição dos fios de aquecimento, potência da banda de aquecimento, rampa de aquecimento, carga/duração da bateria, entre outros). Para cada cenário ambiental, estudou-se a importância da transferência de calor por condução, convecção e radiação e estudou-se o uso de camadas reflectivas ao infravermelho para minimizar a perda de calor por radiação.

Palavras Chave: CFD, COMSOL Multiphysics 3.5, transferência de calor, banda de aquecimento.

Abstract

In activities requiring long exposures to cold environments, such as mountain climbing, the hands (and other parts of the human body) should be well insulated in order to optimize the climber's performance.

However, in cold environments (at high altitude), the use of highly insulate materials may not be sufficient to assure thermal comfort at body extremities and, thus, alternative solutions, namely electrically heating bands, may be required. This type of solution has, however, some limitations, such as those related to the battery weight, capacity, etc. Adequate attention must be given to these issues, as they are of critical importance for climbers.

In this study, a computational tool (COMSOL Multiphysics 3.5) was used to simulate numerically the heat transfer through a multi-layer textile containing a heating band, in order to optimize its performance.

Several parameters were studied for different environmental conditions, namely heating wire distribution, heating performance versus power consumption, battery duration, etc. For each environmental condition, the importance of conduction, convection and radiation transfer was assessed. The use of infrared reflective layers was studied as a way to minimize radiant heat losses.

Índice

1	Introdução.....	1
1.1	Enquadramento e Apresentação do Projecto.....	1
1.2	Contributos do Trabalho.....	1
1.3	Organização da Tese	1
2	Estado da Arte	2
3	Descrição Técnica e Discussão dos Resultados	8
3.1	Características do laminado.....	8
3.1.1	Obtenção das propriedades da luva comercial	8
3.1.1.1	Obtenção da condutividade térmica da luva - k	8
3.1.1.2	Obtenção da difusividade térmica da luva - α	9
3.1.1.3	Obtenção da massa volúmica aparente da luva - ρ	9
3.1.1.4	Obtenção da capacidade calorífica da luva- C_p	9
3.1.1.5	Propriedades dos componentes do laminado.....	9
3.1.2	Geometria e características do laminado	10
3.1.3	Escolha da grelha adequada.....	13
3.1.4	Distância máxima entre os fios na banda de aquecimento	17
3.2	Estado estacionário: Influência das condições climáticas.....	20
3.2.1	Perdas de calor em diversas condições atmosféricas.....	20
3.2.1.1	Influência da emissividade na superfície exterior	23
3.2.1.2	Influência da emissividade na superfície interior	25
3.3	Estado transiente: Projecto da banda de aquecimento	35
3.3.1	Modo de segurança	36
3.3.2	Modo de conforto	44
3.3.3	Potência adequada na banda de aquecimento	47
3.3.4	Equivalência entre estado estacionário e estado transiente.....	48
4	Conclusões	50
5	Avaliação do trabalho realizado	51
5.1	Objectivos Realizados.....	51

5.2	Limitações e Trabalho Futuro	51
5.3	Apreciação final	52
Anexo 1	Obtenção das propriedades físicas e características do laminado.....	56
1.1	Obtenção da condutividade térmica da luva - k	56
1.2	Obtenção da difusividade térmica da luva - α	61
1.3	Obtenção da massa volúmica aparente da luva - ρ	65
Anexo 2	Método de cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor	56
Anexo 3	Fluxo de calor numa mão	63
Anexo 4	Cálculo das resistências térmicas condutivas, radiantes e convectivas	66
Anexo 5	Equivalência entre condições fronteira de temperatura constante e de fluxo de calor na mão e na banda de aquecimento	68
Anexo 6	Radiação solar e atmosférica	70
Anexo 7	Resistência condutiva do fio de aquecimento.....	73
Anexo 8	Configuração do <i>solver</i> em estado transiente.....	74
Anexo 9	Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade	78

Índice de Tabelas

<i>Tabela 1: Resultados experimentais que permitem calcular a condutividade térmica</i>	<i>8</i>
<i>Tabela 2: Resultados experimentais que permitem calcular a massa volúmica aparente da luva</i>	<i>9</i>
<i>Tabela 3: Propriedades dos materiais que compõem o laminado</i>	<i>10</i>
<i>Tabela 4: Posição e dimensão das geometrias consideradas na simulação</i>	<i>11</i>
<i>Tabela 5: Características das grelhas consideradas.....</i>	<i>14</i>
<i>Tabela 6: Características de cada camada especificada na plataforma de simulação</i>	<i>19</i>
<i>Tabela 7: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m</i>	<i>21</i>
<i>Tabela 8: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m e respectivas resistências térmicas</i>	<i>22</i>
<i>Tabela 9: Variação dos fluxos de calor (em relação à emissividade de 0.95) e da temperatura do forno entre a emissividade de 0,95 e 0,05 para uma camada de 1 mm de ar</i>	<i>31</i>
<i>Tabela 10: Variação dos fluxos de calor (em relação à emissividade de 0.95) e da temperatura do forno entre a emissividade de 0,95 e 0,05 para uma camada de 1 cm de ar</i>	<i>33</i>
<i>Tabela 11: Fluxos de calor totais no forno para o Cenário IV considerando trocas de calor por radiação entre a mão e o forno (com emissividade no forno de 0,05 e 0,95) e não considerando trocas de calor por radiação, para a geometria a) com 1 mm de ar e b) com um cm de ar</i>	<i>34</i>
<i>Tabela 12: Diferença máxima e mínima entre a temperatura do fio e a temperatura da pele</i>	<i>37</i>
<i>Tabela 13: Potencia média em estado transiente</i>	<i>48</i>
<i>Tabela 14: Potências da banda para os cenários I e IV em estado estacionário e transiente</i>	<i>49</i>
<i>Tabela 15: Coeficiente convectivo de transferência de calor para diferentes valores de ventilação em condições extremas de temperatura e altitude</i>	<i>61</i>
<i>Tabela 16: Números de Reynolds para as condições extremas consideradas na Tabela 12</i>	<i>62</i>
<i>Tabela 17: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m e respectivos fluxos de calor e resistências térmicas.....</i>	<i>67</i>
<i>Tabela 18: Comparação entre as duas abordagens de simulação usadas para estudo da influência da emissividade</i>	<i>69</i>
<i>Tabela 19: Constantes usadas no balanço entre um objecto na superfície da Terra e o Sol e atmosfera</i>	<i>72</i>
<i>Tabela 20: Resultados do balanço entre um objecto na superfície da Terra e o Sol e atmosfera</i>	<i>72</i>
<i>Tabela 21: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário I</i>	<i>78</i>

<i>Tabela 22: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário II</i>	<i>78</i>
<i>Tabela 23: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário III.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabela 24: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário IV</i>	<i>79</i>
<i>Tabela 25: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário I.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabela 26: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário II.....</i>	<i>80</i>
<i>Tabela 27: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário III.....</i>	<i>81</i>
<i>Tabela 28: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário IV.....</i>	<i>81</i>
<i>Tabela 29: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário I.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabela 30: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário II.....</i>	<i>82</i>
<i>Tabela 31: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário III.....</i>	<i>83</i>
<i>Tabela 32: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário IV.....</i>	<i>83</i>

Índice de Figuras

<i>Figura 1: Localização das montanhas mais altas do planeta. O símbolo indica a posição do Monte Everest (adaptado de (Bing, 2009))</i>	2
<i>Figura 2: Relações entre altitude e pressão atmosférica e medições experimentais no Monte Everest (adaptado de (West, 1996))</i>	3
<i>Figura 3: Velocidade do vento no Monte Everest durante o Outono de 2002 (adaptado de (Explorersweb, 2009))</i>	4
<i>Figura 4: Gráfico representativo da velocidade do vento no cume do Monte Everest durante a Primavera de 2002 (adaptado de (Explorersweb, 2009))</i>	4
<i>Figura 5: Esquema representativo das camadas que compõem a luva (Motorcycles, 2009)</i>	7
<i>Figura 6: a) Localização do laminado na luva (a tracejado); b) Corte longitudinal da luva ao longo de aa' e geometria do laminado; c) Geometria especificada na plataforma de simulação correspondendo as camadas: A - Isolamento, B - Tecido que suporta a banda de aquecimento, C - Forro entre a banda de aquecimento e a pele da mão, D - Fio de aquecimento</i>	10
<i>Figura 7: Propriedades definidas para os materiais de cada subdomínio</i>	12
<i>Figura 8: Constantes definidas na plataforma de simulação</i>	12
<i>Figura 9: Expressões definidas na plataforma de simulação para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor (aplicável apenas à superfície exterior da luva)</i>	13
<i>Figura 10: Esquema (não à escala) do laminado com os quatro subdomínios: A - Isolamento, B - Tecido que suporta a banda de aquecimento, C - Forro entre a banda de aquecimento e a pele da mão, D - Fio de aquecimento, e com o plano considerado (a pontado)</i>	14
<i>Figura 11: Temperatura média (normalizada pela temperatura obtida na grelha mais densa) em cada subdomínio para as várias grelhas utilizadas</i>	15
<i>Figura 12: a) Temperatura em função da coordenada x do laminado, b) detalhe da temperatura no centro do laminado, c) detalhe da temperatura na periferia do laminado</i>	16
<i>Figura 13: Grelha 4 (à esquerda) e detalhe (à direita) focando o local onde a grelha é mais densa</i>	17
<i>Figura 14: Temperatura em função da largura do laminado para cada simulação</i>	18
<i>Figura 15: Diferença entre a temperatura máxima e mínima na superfície interior da luva e distância entre os fios em função do número de fios presentes no laminado</i>	18
<i>Figura 16: a) Esquema (não à escala) do laminado com os 3 fios e os eixos de simetria (a pontado); b) porção representativa do laminado tendo em conta as condições de simetria</i>	19
<i>Figura 17: Temperatura mínima na mão em função da potência da banda e respectivas linhas de tendência lineares</i>	21

<i>Figura 18: Perdas de calor e diferença de temperaturas entre a superfície exterior da luva e o ambiente para os cenários considerados</i>	<i>22</i>
<i>Figura 19: Resistências � transferência de calor</i>	<i>22</i>
<i>Figura 20: Fluxos de calor e temperatura na superfície exterior da luva para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III, d) Cenário IV</i>	<i>24</i>
<i>Figura 21: Resistências térmicas (convectiva e radiante) em função da emissividade do material no exterior da luva para o Cenário IV</i>	<i>24</i>
<i>Figura 22: Escudo radiante colocado entre duas placas planas paralelas (pele e forro) e representação da passagem de calor radiante da pele para o forro (Q).....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 23: a) Esquema (não � escala) da geometria simulada em 2D, b) Esquema (não � escala) da geometria simulada em 3D (com uma profundidade de 1 mm)</i>	<i>27</i>
<i>Figura 24: Temperatura média em cada um dos subdomínios resultantes da simulação em 2D e 3D ...</i>	<i>27</i>
<i>Figura 25: “Ambient View Factor” ao longo da largura do laminado para a geometria considerada....</i>	<i>28</i>
<i>Figura 26: Comparação do fluxo radiante obtido do simulador com os fluxos obtidos pelas expressões analíticas para o Cenário IV (teórico considerando o “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$ e teórico considerando o “Ambient View Factor” 0).....</i>	<i>29</i>
<i>Figura 27: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III e d) Cenário IV.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura 28: Fluxos radiantes para duas simulações equivalentes em função da coordenada x normalizada</i>	<i>32</i>
<i>Figura 29: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III e d) Cenário IV.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura 30: Expressão definida na plataforma de simulação que especifica o valor do calor dissipado pelo fio</i>	<i>35</i>
<i>Figura 31: Geometria simulada (com descontinuidade a tracejado) onde se identificam os pontos nos v�rtices.....</i>	<i>36</i>
<i>Figura 32: Variação da temperatura no ponto do fio mais próximo da mão, para uma potência de $0,75 \text{ W m}^{-2}$ para os Cenários I e IV</i>	<i>37</i>
<i>Figura 33: Variação da temperatura no fio nos primeiros 500 s para as potências de 75 W m^{-2}, 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} para o a) Cenário I e b) Cenário IV.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 34: Dois ciclos de aquecimento e arrefecimento para o a) Cenário I com uma potência de 75 W m^{-2}, b) Cenário I com uma potência de 250 W m^{-2} e c) Cenário I com uma potência de 500 W m^{-2}, e para o d) Cenário IV com uma potência de 75 W m^{-2}, e) Cenário IV com uma potência de 250 W m^{-2} e f) Cenário IV com uma potência de 500 W m^{-2}</i>	<i>39</i>
<i>Figura 35: Frequência dos ciclos para cada potência e para cada cenário.....</i>	<i>39</i>

Figura 36: Tempos de aquecimento, arrefecimento e total de um ciclo para cada potência para o a) Cenário I e b) Cenário IV	40
Figura 37: Duração da bateria (com uma carga de 4000 mA h e resistência eléctrica de 12 Ω) para cada potência e cada cenário	41
Figura 38: Temperatura ao longo do tempo de arrefecimento para cada potência para o a) Cenário I e para o b) Cenário IV	Erro! Marcador não definido.
Figura 39: Perfil de temperatura ao longo do laminado (com origem na extremidade do fio) para o a) Cenário I no instante 0 s após a banda desligar, b) Cenário I no instante 25 s após a banda desligar e no c) Cenário IV no instante 0 s após a banda desligar, d) Cenário IV no instante 50 s após a banda desligar	43
Figura 40: Fluxos de calor ao longo do laminado (com origem na extremidade do fio) para o a) Cenário I no instante 0 s após a banda desligar, b) Cenário I no instante 25 s após a banda desligar e no c) Cenário IV no instante 0 s após a banda desligar, d) Cenário IV no instante 50 s após a banda desligar	44
Figura 41: Variação da temperatura no fio nos primeiros 500 s para as potências de 75 W m ⁻² , 250 W m ⁻² e 500 W m ⁻² para o a) Cenário I e b) Cenário IV	45
Figura 42: Frequência dos ciclos para cada potência e para cada cenário	45
Figura 43: Duração da bateria (com uma carga de 4000 mA h e resistência eléctrica de 12 Ω) para cada potência e cada cenário	46
Figura 44: Temperatura ao longo do tempo de arrefecimento para cada potência para o a) Cenário I e para o b) Cenário IV	46
Figura 45: Perfil de temperatura ao longo do laminado para o Cenário I a) no instante 0 s após a banda desligar e b) 30 s após a banda desligar e no Cenário IV c) no instante 0 s após a banda desligar e d) 40 s após a banda desligar	47
Figura 46: Massa volúmica do ar à pressão atmosférica para diferentes temperaturas	56
Figura 47: Variação da condutividade (k) com a temperatura (T)	57
Figura 48: Variação da capacidade calorífica (Cp) com a temperatura (T)	57
Figura 49: Variação da viscosidade (μ) com a temperatura (T)	57
Figura 50: Esquema da mão e da luva e os respectivos cilindros com a mesma área superficial e a mesma altura	58
Figura 51: Esquema do corpo e o respectivo cilindro com a mesma área superficial e a mesma altura	59
Figura 52: Temperatura/ °C ao longo do laminado	61
Figura 53: Coeficiente convectivo de transferência de calor para diferentes valores de ventilação em condições extremas de temperatura e altitude	62
Figura 54: Esquema da mão coberta por uma luva rodeada por ar quando estão equiparados a cilindros concêntricos	56

<i>Figura 55: Contorno do corpo principal e do dedo da luva utilizado no programa de edição de imagem para calcular a área.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 56: Esquema representativo da espessura (a cinzento) da luva espalmada (a preto)</i>	<i>59</i>
<i>Figura 57: Esquema da posição do sensor na espessura da luva</i>	<i>61</i>
<i>Figura 58: Temperatura na superfície interior e exterior da luva e no local do sensor de temperatura ao longo do tempo.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 59: Temperatura na superfície interior da luva ao longo dos primeiros 90 s</i>	<i>63</i>
<i>Figura 60: Temperatura no local do sensor ao longo dos primeiros 90 s.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 61: Difusividade térmica calculada para o intervalo entre 0 s e 90 s.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura 62: Difusividade térmica calculada para o intervalo usado (entre 40 s e 90 s)</i>	<i>64</i>
<i>Figura 63: Esquema representativo das etapas do procedimento experimental para medição do volume</i>	<i>65</i>
<i>Figura 64: Radiação directa e difusa incidente num plano horizontal na superfície terrestre (adaptado de (Cengel, 2002)).....</i>	<i>70</i>
<i>Figura 65: Interações entre a radiação solar e atmosféricas incidentes num corpo na superfície terrestre (adaptado (Cengel, 2002)).....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 66: Variação da absorptividade com a temperatura da fonte de radiação. As duas linhas a tracejado limitam os dados relativos a vários materiais, inclusive vários tecidos (adaptado de (Perry, 1997))</i>	<i>71</i>
<i>Figura 67: Representação do fio de aquecimento a) na forma cilíndrica e b) na forma paralelepípedica</i>	<i>73</i>
<i>Figura 68: Parâmetros gerais definidos para simulação transiente</i>	<i>74</i>
<i>Figura 69: Parâmetros relativos ao passo de integração definidos para simulação transiente</i>	<i>75</i>
<i>Figura 70: a) Variação da temperatura no fio com o tempo ao longo de 100s para uma potência de 500 W m⁻², b) onde se salienta o instante em que a banda desliga e c) onde se salienta o instante em que a banda liga</i>	<i>76</i>

Notação e Glossário

A	Área	m^2
A_2	Área da banda simulada	m^2
A_{fio}	Área da secção recta do fio	m^2
A_{sk}	Área da superfície da mão	m^2
C_{bl}	Capacitância térmica do sangue	$J K^{-1}$
C_p	Capacidade calorífica	$J kg^{-1} ^\circ C^{-1}$
C_{sk}	Capacitância térmica da pele	$J K^{-1}$
D	Diâmetro	m
E	Energia	W
F_{12}	Factor de vista entre a superfície 1 e 2	
f_{cl}	Factor de área do vestuário	
g	Aceleração da gravidade	$m s^{-2}$
G_D	Radiação solar directa	W
G_d	Radiação solar difusa	W
G_{solar}	Constante solar	W
h	Coeficiente de transferência de calor	$W m^{-2} ^\circ C^{-1}$
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção	$W m^{-2} K^{-1}$
h_e	Coeficiente de transferência de calor por evaporação	$W m^{-2} K^{-1}$
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação	$W m^{-2} K^{-1}$
I	Corrente eléctrica	A
k	Condutividade térmica	$W m^{-1} ^\circ C^{-1}$
K	Condutância dos tecidos entre o interior da mão e a pele	$W K^{-1}$
L	Comprimento	m
l_{fio}	Comprimento de fios	m
m	Massa	kg
M_{ar}	Massa molecular do ar	$g mol^{-1}$
M_{sk}	Calor metabólico produzido pela pele (em condições basais)	W
$\dot{m}_{sk,basal}$	Caudal de sangue na pele em condições basais	$kg s^{-1}$
$\dot{m}_{sk,max}$	Caudal máximo de sangue na pele	$kg s^{-1}$
$\dot{m}_{sk,min}$	Caudal mínimo de sangue na pele	$kg s^{-1}$
$\dot{m}_{sk,con}$	Caudal de sangue na pele em condições de vasoconstrição	$kg s^{-1}$
$\dot{m}_{sk,dil}$	Caudal de sangue na pele em condições de vasodilatação	$kg s^{-1}$
$\dot{m}_{sk}$	Caudal de sangue na pele	$kg s^{-1}$
n_{fio}	Número de fios	

p	Pressão atmosférica	Pa
p_0	Pressão atmosférica ao nível do mar	Pa
P_{sk}	Pressão de vapor na pele	kPa
P_{∞}	Pressão de vapor no ambiente	kPa
P	Potência	$W\ m^{-2}$
$P_{média}$	Potência média fornecida pela banda de aquecimento	$W\ m^{-2}$
P_{total}	Potência total fornecida pela banda de aquecimento	$W\ m^{-2}$
Q	Calor	W
q	Fluxo de calor	$W\ m^{-2}$
Q_e	Carga eléctrica	A.h
R	Resistência térmica	$m^2\ ^{\circ}C\ W^{-1}$
r	Raio genérico	m
R_1	Raio equivalente da mão	m
R_2	Raio equivalente da luva	m
R_{as}	Constante dos gases ideais para o ar seco	$J\ kg^{-1}K^{-1}$
R_e	Resistência eléctrica	Ω
R_T	Resistência térmica total	$^{\circ}C\ W^{-1}$
R_{ar}^{Nu}	Resistência térmica do ar	$^{\circ}C\ W^{-1}$
t	Tempo	s
T	Temperatura	$^{\circ}C$ ou K
T_{∞}	Temperatura do meio	$^{\circ}C$
T_{core}	Temperatura no interior da mão	$^{\circ}C$
T_{mrt}	Temperatura média radiante	$^{\circ}C$
T_{sk}	Temperatura da pele	$^{\circ}C$
V	Volume	m^3
v	Velocidade	$m\ s^{-1}$
V	Diferença de potencial	V
x_{cr}	Espessura crítica	m
z	Altitude	m
z_0	Altitude ao nível do mar	m

Letras gregas

α	Difusividade térmica	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
α_s	Absortividade solar	
ε	Emissividade	
θ	Ângulo de incidência da radiação solar directa	$^\circ$
ρ	Massa volúmica	kg m^{-3}
σ	Constante de Boltzmann	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$
μ	Viscosidade dinâmica	Pa s

Índices

<i>atm</i>	Atmosfera
<i>cl</i>	“Clothes”
<i>cond</i>	Condução
<i>conv</i>	Convecção
<i>i</i>	Inicial
<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>rad</i>	Radiação
<i>s</i>	Superfície
<i>T</i>	Total

Lista de Siglas

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
-----	-------------------------------------

1 Introdução

1.1 Enquadramento e Apresentação do Projecto

O corpo humano tem um sistema termorregulatório que o protege do frio. No entanto, quando exposto a condições de frio extremo, o sistema termorregulatório, por si só, não é capaz de proteger suficientemente o corpo, pelo que é necessária uma protecção adicional promovida, em geral, por vestuário com elevado isolamento térmico. No que diz respeito às mãos, quando o isolamento térmico das luvas não é suficiente para protegê-las do frio, é possível implementar uma banda de aquecimento nas mesmas. Há no entanto a necessidade de projectar essa banda de aquecimento, definindo a potência adequada em função dos cenários climáticos a que a luva estará exposta, da distribuição de fios de aquecimento na banda, da carga ou duração da bateria e das propriedades do próprio laminado que compõe a luva.

1.2 Contributos do Trabalho

Este projecto demonstra tanto a possibilidade como os benefícios de usar uma ferramenta computacional de simulação para fazer estudos aprofundados de forma mais rápida, menos dispendiosa e menos limitada em resultados do que qualquer estudo experimental.

Este estudo permitiu chegar a conclusões rapidamente que poderiam condicionar a forma como o produto deveria ser efectivamente produzido, pelo que seria, nesse sentido, benéfico para empresa CeNTI.

1.3 Organização da Tese

A presente tese encontra-se dividida em cinco capítulos.

No primeiro capítulo, referente à introdução, apresenta-se de uma forma geral o trabalho desenvolvido durante o projecto. O segundo capítulo, que diz respeito ao estado da arte, foca vários assuntos, desde os cenários climáticos a que o laminado a projectar poderá estar exposto até a termofisiologia do corpo humano e alguns exemplos de simulações de têxteis em CFD. No terceiro capítulo é descrito o que realmente foi feito no projecto. É na descrição técnica e discussão de resultados que se explica o modo como os estudos foram conduzidos e onde se apresentam e discutem os resultados obtidos. No capítulo quatro são apresentadas as conclusões e no capítulo cinco é avaliado o trabalho realizado, as limitações encontradas e onde se propõe possíveis trabalhos futuros. E ainda neste capítulo que se faz uma apreciação final sobre o trabalho desenvolvido.

2 Estado da Arte

O corpo humano tem mecanismos próprios de regulação da temperatura, no entanto as trocas de calor sofridas pelo mesmo dependem muito das condições climáticas que o rodeiam.

A transferência de calor do corpo humano para o exterior é geralmente dividida em duas categorias: transferência de calor seco (por condução, convecção e radiação) e transferência de calor por evaporação (difusão e convecção do suor evaporado) (Gibson, 2009). A combinação de temperaturas baixas e vento seco acelera a perda de calor por convecção (Iso11079:2007(E), 2007; Salloum *et al.*, 2007) e radiação (Havenith, 1996) enquanto o contacto directo com superfícies frias produz imediatamente perda de calor por condução (Iso11079:2007(E), 2007). Os coeficientes de transferência de calor do corpo para o exterior dependerão das condições atmosféricas a que este está exposto, nomeadamente pressão, temperatura, condições de ventilação.

Sobre as condições atmosféricas em altitude

O clima montanhoso (predominante em locais de elevada altitude) é caracterizado por temperaturas baixas e vento seco (Mason *et al.*, 2007). As montanhas mais altas do planeta encontram-se na Ásia sendo a mais alta o Monte Evereste (com 8 850 m, no Nepal) seguido do K2 (com 8 611 m, no Paquistão) e do Kangchenjunga (com 8 586 m, no Nepal)(Geographic, 2009; 2009), sendo que a maior parte das montanhas mais altas se localizam numa latitude de aproximadamente 30°N do equador. Na Figura 1 é apresentada a localização das referidas montanhas.

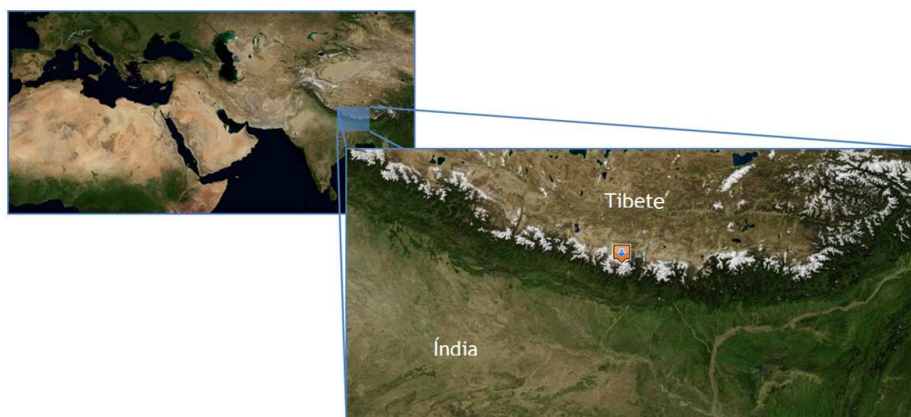


Figura 1: Localização das montanhas mais altas do planeta. O símbolo indica a posição do Monte Evereste (adaptado de Bing (2009))

Segundo o modelo da *U.S. Standard Atmosphere* (1976), a pressão atmosférica varia com a altitude de acordo com a equação hipsométrica, que deriva da convergência entre a pressão hidrostática e a equação dos gases ideais. A forma integrada da equação hipsométrica é apresentada de seguida (Holton, 2004; Instituto De Meteorologia, 2009; Nasa, 1976; West, 1996):

$$p = p_0 e^{-\frac{g(z-z_0)}{R_{as}T}} \quad (6.1)$$

Esta relação, válida em condições isotérmicas, implica que a pressão atmosférica decresça exponencialmente com o aumento da altitude. No entanto, na natureza a temperatura do ar geralmente diminui com o aumento da altitude (a camada não é isotérmica) e, por sua vez, a variação da temperatura com a altitude depende da latitude, estação do ano e eventuais perturbações atmosféricas (por exemplo, tempestades). Assim, a relação entre a pressão e altitude é diferente para diferentes regiões da Terra e em momentos diferentes, pelo que não é aplicável de forma genérica a nenhum local específico (West, 1996).

West (1996) propõe uma equação (empírica) alternativa com aplicabilidade mais alargada:

$$p = 133,322368 e^{6,63268 - 1,112 \times 10^{-4} z - 1,49 \times 10^{-9} z^2} \quad (6.2)$$

Segundo o seu autor, esta equação é válida para latitudes de 15°N, durante todo o ano, e para latitudes de 30°N em Julho, ou seja, durante o Verão.

Na Figura 2 são apresentados dados experimentais de pressão no Monte Everest juntamente com as previsões obtidas com as equações (6.1) e (6.2).

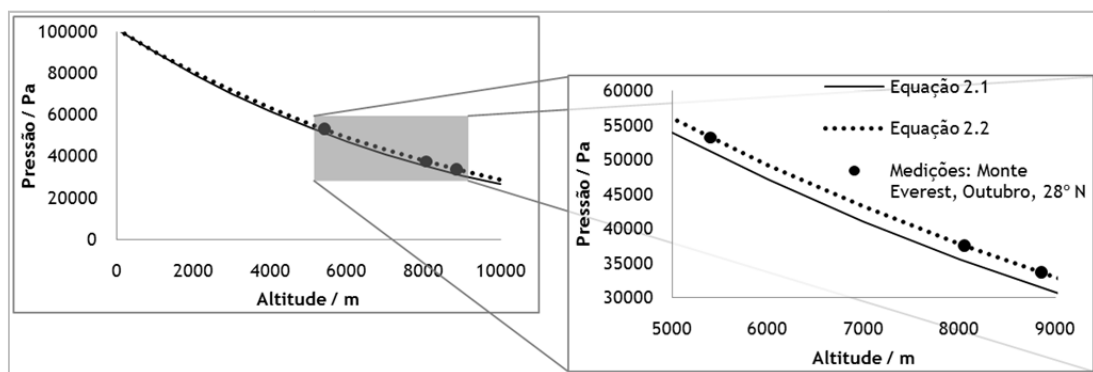


Figura 2: Relações entre altitude e pressão atmosférica e medições experimentais no Monte Everest (adaptado de West (1996))

A análise da figura anterior permite concluir que a equação (6.2) produz estimativas de pressão mais próximas das medições experimentais.

Refira-se ainda que, segundo West (1996), mesmo para algumas latitudes e estações do ano diferentes das estipuladas para a aplicação da equação, esta apresenta valores que diferem dos medidos experimentalmente em menos de 1%, comprovando a sua aplicabilidade (West, 1996).

Com base nesta equação, estima-se que a pressão atmosférica no cume do Monte Evereste seja de 33 730 Pa (253 mmHg (Mason *et al.*, 2007; West, 1996)).

As temperaturas variam entre -19 °C (Julho) e -36 °C (Janeiro) e o vento pode atingir velocidades superiores a 160 km.h⁻¹ (Hambrey *et al.*, 2008) sendo cerca de 40 m.s⁻¹ no Outono (Figura 3) e de 35 m.s⁻¹ na Primavera (Figura 4)

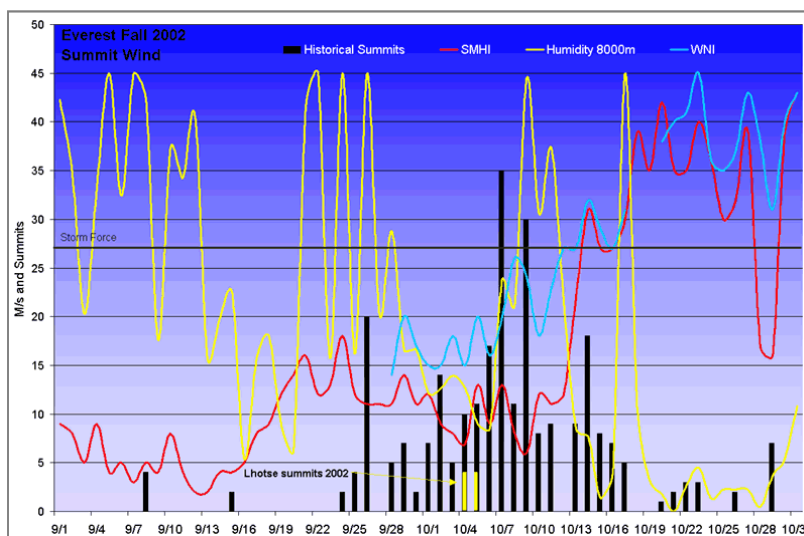


Figura 3: Velocidade do vento no Monte Evereste durante o Outono de 2002 (adaptado de Explorersweb (2009))

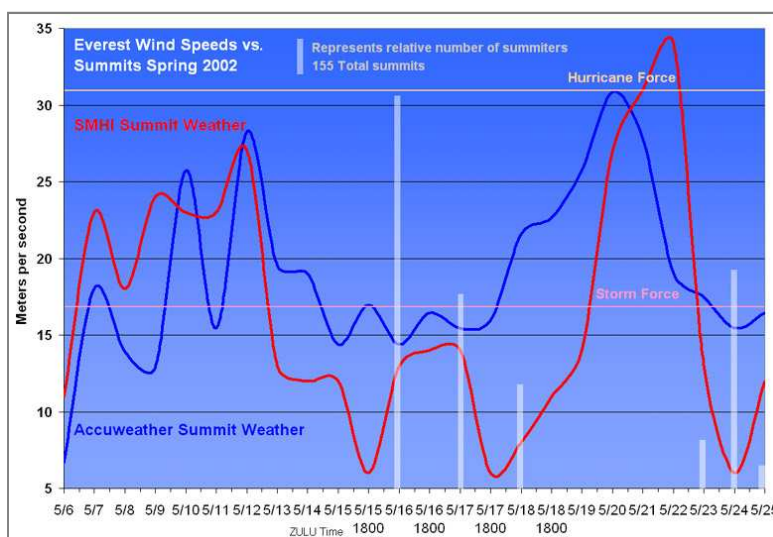


Figura 4: Gráfico representativo da velocidade do vento no cume do Monte Evereste durante a Primavera de 2002 (adaptado de Explorersweb (2009))

Sobre a termofisiologia do corpo humano

Conforme já foi referido, o corpo humano tem mecanismos próprios de regulação da temperatura. Quando exposto ao frio, o corpo humano reage diminuindo o fluxo sanguíneo periférico (vasoconstrição) (Brajkovic *et al.*, 2003; Castellani *et al.*, 2006; Ducharme *et al.*, 1992; Havenith *et al.*, 1995). Esta diminuição leva ao abaixamento do coeficiente convectivo de transferência de calor, resultando num atraso na perda de calor, que defende o interior do corpo (Castellani *et al.*, 2006). Por outro lado, quando a exposição ao frio é prolongada, o corpo reage no sentido de proteger as extremidades de possíveis lesões devido ao frio, ocorrendo vasodilatação. Num período longo de exposição ao frio, estes dois mecanismos ocorrem alternadamente de forma a proteger tanto o interior do corpo como as extremidades (Phetteplace, 2000).

O calor produzido pelo corpo humano depende muito da actividade física do mesmo (Brajkovic *et al.*, 2003), variando de 100 W enquanto descansa até 1000 W, durante actividade física intensa, que é o caso dos desportos de inverno (Flouris *et al.*, 2006; Mondal, 2008). No entanto, quando a perda de calor pela superfície do corpo é superior ao calor produzido pelo mesmo, há um arrefecimento progressivo da pele para os músculos e para o interior do corpo podendo até originar hipotermia (Castellani *et al.*, 2006).

O calor produzido pelas mãos não é directamente proporcional ao calor produzido pelo corpo. De facto, a taxa de produção de calor metabólico nas mãos é muito baixa sendo que a maior parte do calor dissipado pelas mãos é transportado por convecção pelo sangue, do interior do corpo para as extremidades (Lotens, 1992). Por sua vez o caudal de sangue na pele depende do estado térmico (vasoconstrição ou vasodilatação) que varia tanto com a temperatura da pele como da temperatura do interior assim como com o nível de actividade da pessoa.

Segundo E. R. Raman *et al.* (1975), quando a mão está imersa em água a 15 °C e a 25 °C, o calor total perdido pela mão é de cerca de 16 000 W m⁻³ e 25 000 W m⁻³, respectivamente, equivalendo a cerca de 177,78 W m⁻² e 277,78 W m⁻², o que demonstra uma vasoconstrição para a temperatura de 15 °C e uma vasodilatação para a temperatura de 25 °C.

Lotens (1992), citando Raman *et al.* (1975), explica que o calor produzido pela mão é cerca de 0,25 W.

Salloum *et al.* (2007) apresentam um modelo do sistema de termorregulação do corpo humano. Segundo estes autores, as equações de balanço energético devem ser escritas para cada um dos quatro nós considerados: interior, pele, sangue arterial e sangue venoso (ver Anexo 2).

(Tanabe *et al.*, 2002) Tanabe *et al.* (2002) propõem um modelo de termoregulação do corpo humano composto por dezasseis segmentos e quatro nós (interior, gordura, pele e músculo). Para a mão, o calor metabólico basal produzido pela camada interior é de 0,045 W, pela camada de gordura é de 0,023 W, pela camada de pele é de 0,050 W e pela camada de músculo (não considerando trabalho externo nem tremores) é de 0,022 W.

Quando as mãos estão expostas a vento gelado ou em contacto com superfícies frias com elevada condutividade térmica, a temperatura torna-se suficientemente baixa podendo ainda ocorrer destruição dos tecidos (Havenith *et al.*, 1995).

Quando a temperatura das mãos é superior a 28 graus considera-se que estão quentes mas quando atingem uma temperatura inferior a 23 °C a pessoa sente desconforto ((Havenith *et al.*, 1992) cit. por (Brajkovic *et al.*, 2001; Geng *et al.*, 2006)) enquanto que a uma temperatura inferior a 15 °C a pessoa começa a ter perdas significativas de destreza manual ((Gaydos *et al.*, 1958; Havenith *et al.*, 1995) cit. por (Brajkovic *et al.*, 1998)) (que podem levar a um aumento do número de acidentes relacionados com a actividade desenvolvida (Havenith *et al.*, 1995; Heus *et al.*, 1995) e (Enander, 1984) cit. por (Geng *et al.*, 2006). A uma temperatura entre 6 e 8 °C a pessoa começa a sentir dormência e perdas de sensibilidade (Morton *et al.*, 1960) cit. por (Geng *et al.*, 2006; Havenith *et al.*, 1995). Isto acontece mesmo quando o resto do corpo está aquecido.

Aquecer apenas o corpo (mantendo as mãos isoladas) não é suficiente para manter a destreza das mãos (Moritz *et al.*, 1947) cit. por (Brajkovic *et al.*, 2001) durante longos períodos de tempo. Por outro lado, as mãos devem estar mais frias que o corpo. Quando as mãos são aquecidas a uma temperatura superior à do corpo, o sistema termorregulatório poderá fazer descer a temperatura do corpo, respondendo à temperatura mais alta sentida nas mãos, pois estas têm um papel muito importante no sistema termorregulatório (Van Someran *et al.*, 1982) cit. por (Brajkovic *et al.*, 1998). É ainda necessário ter em conta que o aquecimento deverá ser limitado a uma temperatura de 45 °C (limiar da queimadura da pele) (Moritz *et al.*, 1947) cit. por (Brajkovic *et al.*, 2003).

De forma a manter o conforto térmico em actividades que exijam a exposição a condições climáticas agressivas (por exemplo frio) surge a necessidade de usar um sistema de aquecimento das mãos (luvas) que as mantenha quentes sem interferir negativamente no sistema termorregulatório, e sem implicar diminuição da destreza manual. Existem várias patentes que descrevem luvas electricamente aquecidas (Ford *et al.*, 2004; Lacy Iii, 2007; Langer, 2004; Tackore, 2001) e existem no mercado luvas electricamente aquecidas compostas por várias camadas (Gerbing's, 2009; Mec Addheat Co., 2009; Motorcycles, 2009).

Na Figura 5 é apresentado um esquema de um laminado que compõe uma luva comercial electricamente aquecida.

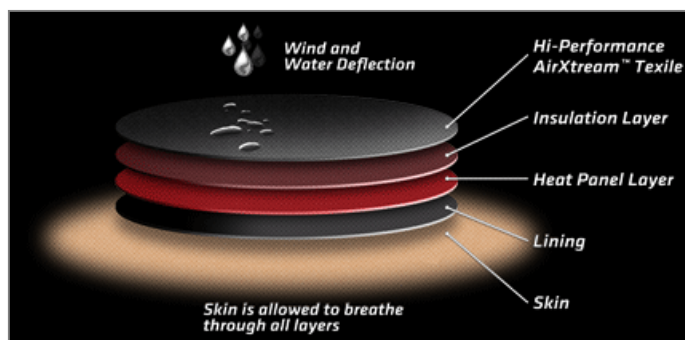


Figura 5: Esquema representativo das camadas que compõem a luva (adaptado de Motorcycles (2009))

Sobre a simulação de um laminado em CFD

O estudo experimental do desempenho de um laminado que permita a protecção contra condições climáticas agressivas (como as do Monte Evereste, por exemplo), é dispendioso, quando possível. Em geral são usados, nestes estudos, câmaras climáticas e manequins térmicos, que além de terem um elevado custo de operação, podem não ter capacidade para simular as condições climáticas referidas.

Os programas de simulação computacional, nomeadamente de CFD (*Computational Fluid Dynamics*), baseiam-se em métodos numéricos que definem as equações fundamentais do escoamento de fluidos, transferência de calor, e outros fenómenos associados (como reacções químicas, por exemplo). Assim, estes programas podem ser usados em várias áreas, desde aerodinâmica a meteorologia e processos químicos, entre outros, incluindo também o estudo e desenvolvimento de produtos da indústria têxtil. A título de exemplo, (Sobera *et al.*, 2004) estudaram o escoamento e transporte de calor e massa através de vestuário de protecção Nuclear-Biológica-Química tanto à escala das fibras têxteis como à escala de membros do corpo usando CFD. (Barry *et al.*, 2003) usaram CFD no estudo da performance de vestuário de protecção contra químicos e fogo.

A simulação em CFD permite efectuar estudos em condições tão agressivas quanto as mencionadas anteriormente, obtendo resultados com um detalhe quase ilimitado, em menos tempo, com um custo muito inferior e com uma capacidade de pós-processamento dos resultados muito maior (Versteeg *et al.*, 1995).

Assim, é possível usar este tipo de software para o estudo dos fenómenos de transferência de calor através de uma luva para protecção contra o frio em condições climáticas agressivas, com tanta ou mais eficiência do que um estudo experimental e com um custo definitivamente menor.

3 Descrição Técnica e Discussão dos Resultados

3.1 Características do laminado

3.1.1 Obtenção das propriedades da luva comercial

Para proceder à simulação da transferência de calor no laminado que compõe a luva comercial, foi necessário introduzir na plataforma de simulação as suas propriedades. Para tal procedeu-se a uma série de experiências que permitiram obter a condutividade, massa volúmica e capacidade calorífica da luva estudada.

3.1.1.1 Obtenção da condutividade térmica da luva – k

A expressão (3.12) (ver Anexo 1) permite obter o valor médio de k para a luva em causa partindo de R_T , R_{ar}^{Nu} (que se obtiveram directamente dos dados experimentais) e das dimensões da luva.

$$R_T = \frac{\ln(f_{cl})}{2 k \pi L} + \frac{R_{ar}^{Nu}}{f_{cl}} \quad (3.12)$$

Os resultados obtidos (pela metodologia explicada no Anexo 1) são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1: Resultados experimentais que permitem calcular a condutividade térmica

Resistência Térmica Total	R_T	12,468 °C W ⁻¹
Resistência Térmica do ar (sem luva)	R_{ar}^{Nu}	1,542 °C W ⁻¹
Raio equivalente da mão	R_1	0,039 m
Raio equivalente da luva	R_2	0,074 m
Factor de Área do Vestuário	f_{cl}	1,91
Comprimento da luva	L	0,19 m
Condutividade Térmica	k	0,0465 W m ⁻¹ °C ⁻¹

Tendo em conta que a camada isolante da luva era composta por penas de ganso e a condutividade das penas de ganso, segundo (Cena *et al.*, 1978), varia de 0,036 W m⁻¹ K⁻¹ a 0,046 W m⁻¹ K⁻¹, o valor obtido para a condutividade da luva é razoável. É ainda de salientar que se esperava uma condutividade muito baixa, visto que a luva estudada é apropriada para Alpinismo até 8000 m e condições climáticas agressivas.

3.1.1.2 Obtenção da difusividade térmica da luva - α

A difusividade térmica da luva é necessária para se obter a capacidade calorífica da mesma. A difusividade térmica da luva foi calculada com base na equação (4.2) (resultado da segunda lei de Fourier para placa semi-infinita nas condições em que se procedeu à experiência em estado transiente descrita no 1.2)

$$\frac{T - T_i}{T_s - T_i} = 1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}}\right) \quad (4.2)$$

A difusividade térmica média obtida foi de $1,15 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$.

3.1.1.3 Obtenção da massa volúmica aparente da luva - ρ

A massa volúmica aparente é uma propriedade referente a materiais porosos. Neste estudo pretendia-se obter a massa volúmica aparente, visto o material que compõe a luva ser poroso. Para obter a massa volúmica aparente da luva procedeu-se à medição da sua massa e posteriormente à medição do seu volume conforme explicado no 1.3.

Obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 2.

Tabela 2: Resultados experimentais que permitem calcular a massa volúmica aparente da luva

<i>massa</i>	155,9 g
<i>volume</i>	1349,2 ml
$\rho = \frac{\text{massa}}{\text{volume}}$	115,6 kg m ⁻³

3.1.1.4 Obtenção da capacidade calorífica da luva- C_p

Sabendo, pela análise da equação (9.1) (ver 1.2), que a difusividade térmica, α , é dada pela expressão seguinte:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (7.1)$$

E tendo já calculado k , ρ e α , pode obter-se o C_p da seguinte forma:

$$C_p = \frac{k}{\alpha \rho} = \frac{0,0465}{1,15 \times 10^{-6} \cdot 115,6} = 350 \text{ J kg}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1} \quad (7.2)$$

3.1.1.5 Propriedades dos componentes do laminado

O laminado a simular é composto não só pela luva comercial estudada (A), mas também por um tecido (B) que sustenta a banda de aquecimento (D) e por um forro que separa a pele da referida banda (C) (ver Figura 6 iii)).

As propriedades dos materiais que compõem o laminado foram determinadas experimentalmente (excepto o fio de aquecimento), e os respectivos valores são apresentados na tabela seguinte. Para o fio considerou-se um aço presente na biblioteca de materiais do programa de simulação.

Tabela 3: Propriedades dos materiais que compõem o laminado

Camada	Condutividade térmica ($k/W\ m^{-1}\ K^{-1}$)	Massa Volúmica ($\rho/kg\ m^{-3}$)	Capacidade Calorífica ($C_p/J\ kg^{-1}\ K^{-1}$)
A	0,0465	115,6	350
B	0,0455	68,3	210
C	0,0425	358,2	370
D	44,5	7850	475

3.1.2 Geometria e características do laminado

Pretendia-se simular apenas uma parte representativa do laminado. Introduziu-se na plataforma de simulação a geometria¹, tendo em conta as dimensões das várias camadas que compõem o laminado (ver Tabela 4), conforme apresentado na Figura 6.

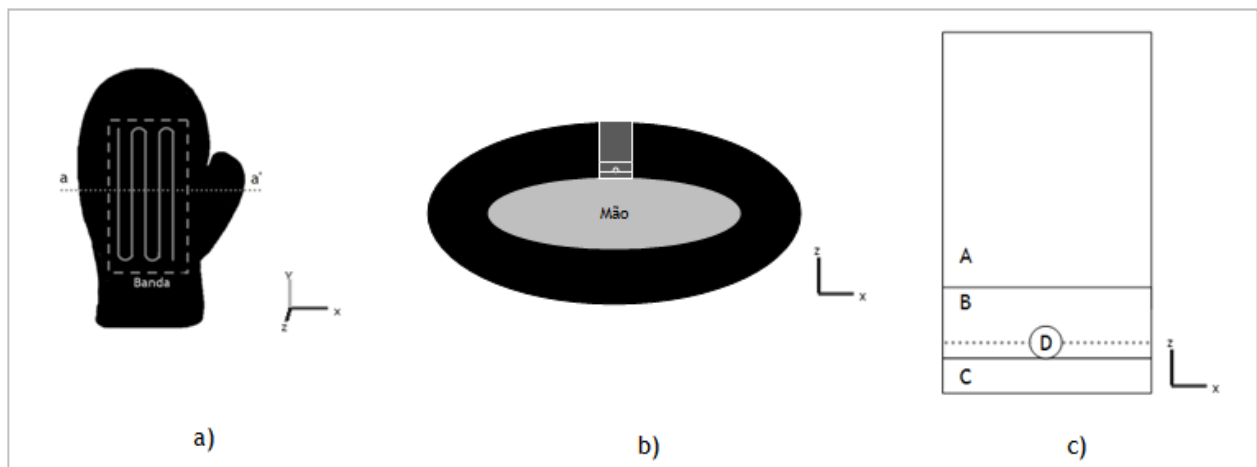


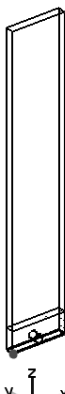
Figura 6: a) Localização do laminado na luva (a tracejado); b) Corte longitudinal da luva ao longo de $\overline{aa'}$ e geometria do laminado; c) Geometria especificada na plataforma de simulação correspondendo as camadas: A - Isolamento, B - Tecido que suporta a banda de aquecimento, C - Forro entre a banda de aquecimento e a pele da mão, D - Fio de aquecimento

Ao longo do eixo dos yy (ver Figura 6) as propriedades do laminado não variam. Optou-se então por simular uma porção muito pequena deste eixo de forma a minimizar o consumo de memória RAM e consequentemente aumentar a rapidez da simulação. Ao longo do eixo dos zz

¹ Menu Draw > Block (para os paralelepípedos) ou Menu Draw > Cylinder (para o cilindro que compõe o fio)

foram colocadas as várias camadas que compõem o laminado cujas espessuras foram medidas experimentalmente (valores apresentados para cada camada na Tabela 4). Relativamente ao eixo x começou por se considerar uma largura de 2 cm com um fio de aquecimento no centro. Esta consideração será estudada posteriormente aquando do estudo do número de fios adequado para manter a temperatura constante na superfície interior da luva (perto da mão). As características mencionadas acima são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4: Posição e dimensão das geometrias consideradas na simulação

Objecto	Posição		Dimensões/m		
	em relação à origem/m				
	A	x:	0	X:	2×10^{-2}
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	$2,67 \times 10^{-3}$	Z:	$3,5 \times 10^{-2}$
	B	x:	0	X:	2×10^{-2}
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	$1,7 \times 10^{-4}$	Z:	$2,5 \times 10^{-3}$
	C	x:	0	X:	2×10^{-2}
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	0	Z:	$1,7 \times 10^{-4}$
	D	x:	1×10^{-2}	Raio:	5×10^{-4}
		y:	0	Altura:	1×10^{-3}
		z:	$6,7 \times 10^{-4}$		

Uma vez introduzida a geometria, foi necessário especificar as características dos materiais que compõem as camadas² e definir as condições fronteira³.

Para cada subdomínio (camada) definiram-se as propriedades (baseadas na Tabela 3) conforme se mostra na Figura 7.

Na geometria correspondente ao fio considerou-se ainda uma fonte de calor definida por:

$$Q_{fio} = \frac{P_{total} \times A_2}{A_{fio} \times l_{fio} \times n_{fios}} \quad (7.3)$$

em que P_{total} é a potência total fornecida pela banda de aquecimento, A_2 é a área da banda simulada, A_{fio} , l_{fio} e n_{fios} são a área da secção, comprimento e número de fios considerados na porção de banda simulada, respectivamente.

² Menu Physics > Subdomain Settings

³ Menu Physics > Boundary Settings

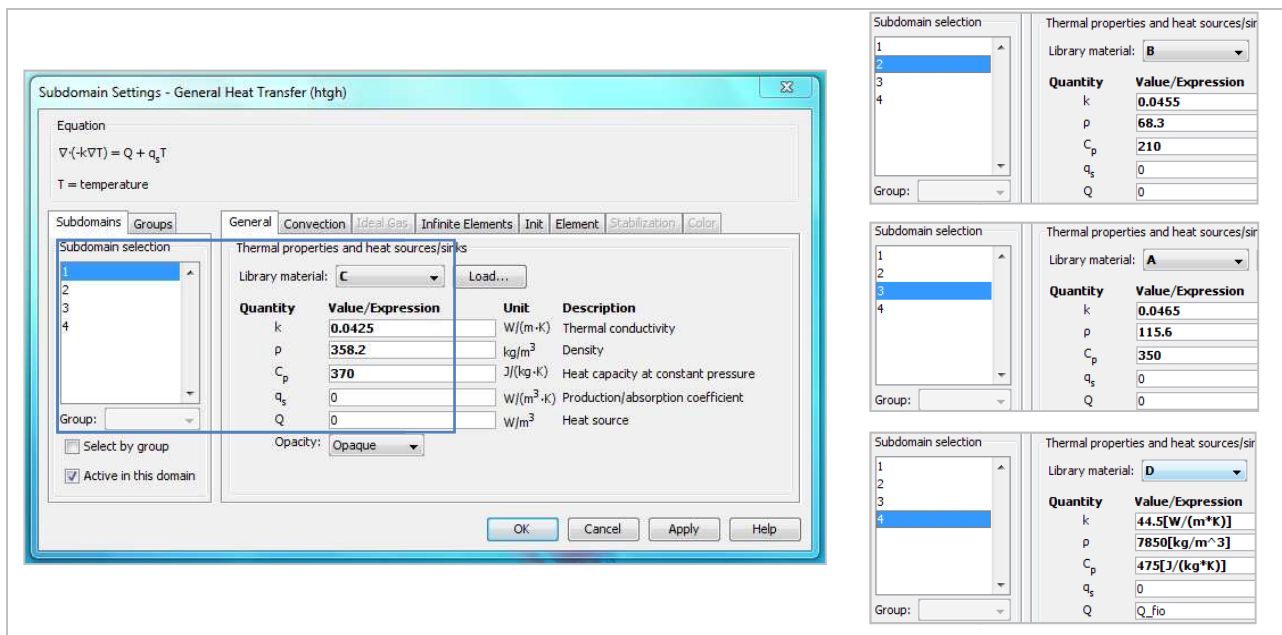


Figura 7: Propriedades definidas para os materiais de cada subdomínio

Na superfície exterior da luva, definiu-se como condição fronteira fluxo de calor, com um coeficiente convectivo de transferência de calor, h_{mao} (ver Anexo 2) e temperatura externa, T_{ar} . Na superfície interior da luva, considerou-se um fluxo de calor metabólico basal, q_{mao} (ver Anexo 3). Nas restantes fronteiras impôs-se uma condição de *Isolamento/Simetria*, visto que ao longo dos eixos dos yy e dos xx, existe simetria.

Os parâmetros Q_{fio} , áreas e outros necessários à simulação, foram definidos conforme se apresenta na figura seguinte⁴:

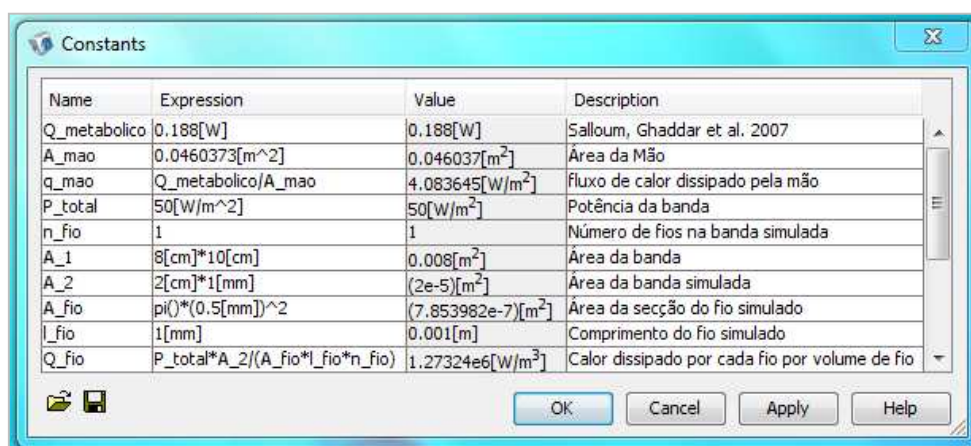


Figura 8: Constantes definidas na plataforma de simulação

Alguns parâmetros, como os necessários para a definição de h_{mao} (ver Anexo 2), foram definidos apenas na fronteira entre a superfície exterior da luva e o ambiente. Na figura seguinte é apresentado o quadro onde foram especificadas as constantes e expressões⁵.

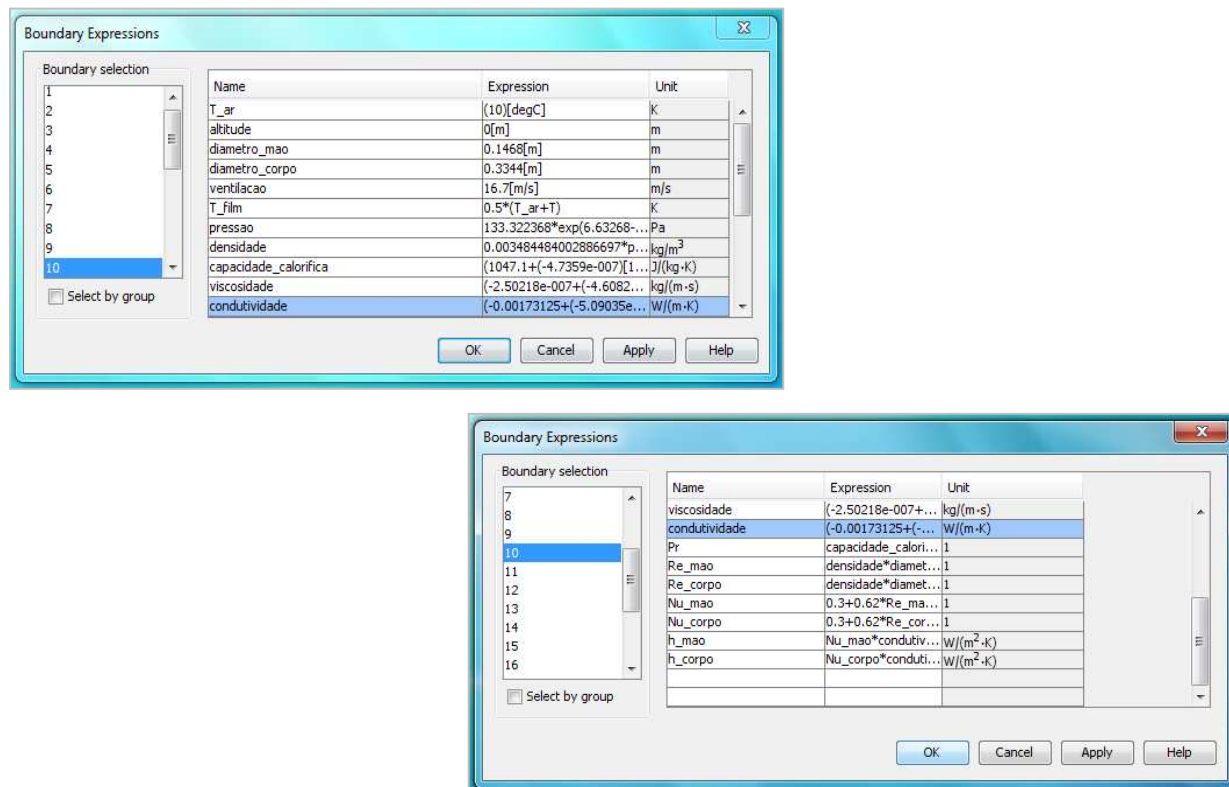


Figura 9: Expressões definidas na plataforma de simulação para o cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor (aplicável apenas à superfície exterior da luva)

3.1.3 Escolha da grelha adequada

Os resultados da simulação dependem da grelha utilizada. Com uma grelha muito densa, os resultados da simulação são mais exactos mas o tempo de simulação e o consumo de memória do equipamento são maiores. Pelo contrário, uma grelha pouco densa origina resultados menos exactos mas que podem ser obtidos mais rapidamente. É então necessário fazer testes de grelha para identificar as características da grelha que permite um compromisso entre exactidão e rapidez.

Efectuaram-se dois testes de grelha baseados em dois critérios. No primeiro teste, considerou-se a temperatura média em cada subdomínio (ver Figura 10) e identificou-se a grelha a partir da qual a temperatura deixava de variar, ou seja, tornava-se independente da

grelha. No segundo teste, optou-se por analisar a temperatura ao longo do plano que atravessa o fio longitudinalmente conforme apresentado na Figura 10.

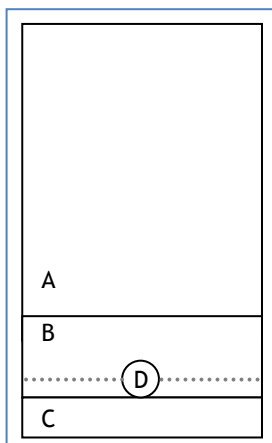


Figura 10: Esquema (não à escala) do laminado com os quatro subdomínios: A - Isolamento, B - Tecido que suporta a banda de aquecimento, C - Forro entre a banda de aquecimento e a pele da mão, D - Fio de aquecimento, e com o plano considerado (a ponteados)

Realizaram-se várias simulações para as várias grelhas⁶ com refinamento crescente conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 5: Características das grelhas consideradas

Grelha	Subdomínio	Tamanho máximo dos elementos		Taxa de crescimento dos elementos	Número total de elementos
		Altura/m	Fracção da altura		
1	Tamanho pré-definido da grelha: Normal			1,5	3 871
2	A	0,035	1/2	1,5	143 752
	B	0,0025			
	C	0,00017			
	D	0,001			
3	A	0,035	1/5	1,1	155 351
	B	0,0025		1,5	
	C	0,00017	1/2		
	D	0,001	1/5		
4	A	0,035	1/10	1,1	228 517
	B	0,0025		1,5	
	C	0,00017	1/2		
	D	0,001	1/10		
5	A	0,035	1/10	1,1	394 843
	B	0,0025			
	C	0,00017	1/2		
	D	0,001	1/10		

⁶ Menu Mesh > Free Mesh Parameters

A Grelha 1 corresponde a uma grelha pré-definida pelo programa que tem uma taxa de crescimento dos elementos de 1,5, não impondo tamanho máximo dos elementos.

Na Grelha 2 optou-se por considerar que o tamanho máximo de cada elemento seria metade da espessura de cada subdomínio.

Já na Grelha 3 considerou-se que a dita dimensão seria 1/5 (excepto no subdomínio A, visto que diminuir o tamanho máximo dos elementos neste domínio levaria a um aumento do número total de elementos que comprometeria a simulação porque implicaria a falta de memória do equipamento) e impôs-se uma taxa de crescimento dos elementos do subdomínio A de 1,1 visto que, por ser mais espesso, a grelha seria muito espaçada na extremidade exterior se se mantivesse a taxa de crescimento de 1,5.

Na Grelha 4, considerou-se que o tamanho máximo de cada elemento seria 1/10 da espessura de cada subdomínio (excepto no A em que se manteve o anterior), mantendo-se as taxas de crescimento.

Na Grelha 5 considerou-se a mesma dimensão máxima de cada elemento da Grelha 4, diminuindo apenas a taxa de crescimento dos elementos.

As opções de refinamento da grelha foram tomadas com base nos resultados de cada teste, apresentados na Figura 11 e Figura 12.

Na Figura 11 apresenta-se a temperatura normalizada pela temperatura obtida com a Grelha 5 (mais exacta) para cada subdomínio ($\theta = T/T_{Grelha\ 5}$) em função de cada grelha.

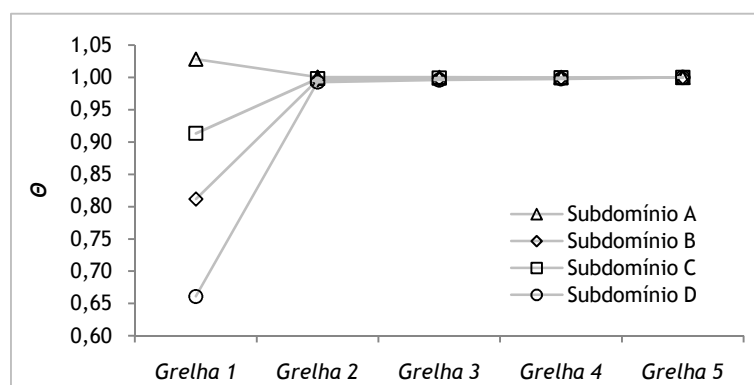
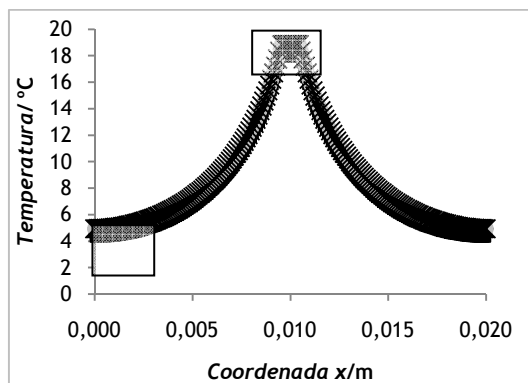


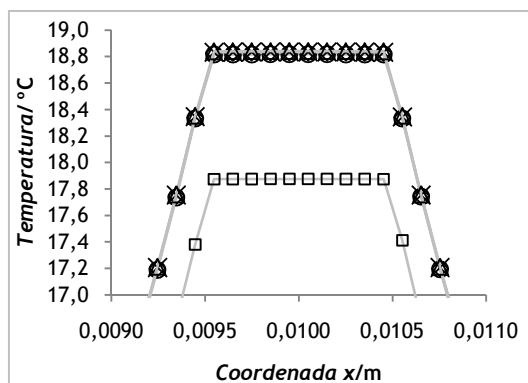
Figura 11: Temperatura média⁷ (normalizada pela temperatura obtida na grelha mais densa) em cada subdomínio para as várias grelhas utilizadas

Analisando a Figura 11, verifica-se que, na Grelha 4, Θ já é muito próximo de 1 para todos os subdomínios. Conclui-se que a partir da Grelha 4 os resultados já não são sensíveis à densidade da grelha (a diferença máxima de temperatura obtida entre as duas últimas grelhas foi de 0,2%).

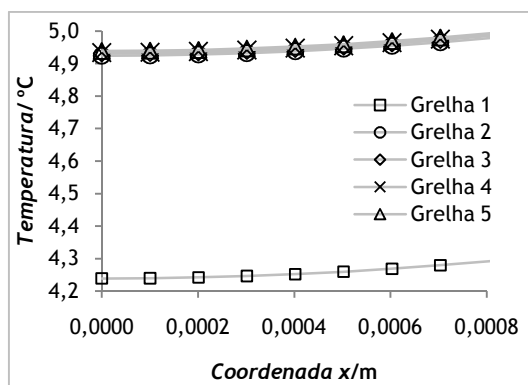
Na Figura 12 apresenta-se a variação da temperatura ao longo do plano apresentado na Figura 10.



a)



b)



c)

Figura 12: a) Temperatura em função da coordenada x do laminado⁸, b) detalhe da temperatura no centro do laminado, c) detalhe da temperatura na periferia do laminado

⁸ Menu Postprocessing > Cross-Section Plot Parameters > Line/Extrusion: Plot Type: Line Plot; y-axis data: Temperature; x-axis data: x; Cross-section line data: x0=0, y0=0, z0=0.000517, x1=0.02, y1=0, z1=0.000517

Apesar de os valores obtidos com a Grelha 5 serem seguramente mais exactos que os obtidos com a Grelha 4, considerou-se adequado utilizar a última, pois a diferença máxima obtida entre as temperaturas com as duas grelhas foi de 0,096% sendo que com a Grelha 4 o tempo de simulação é consideravelmente menor do que com a Grelha 5.

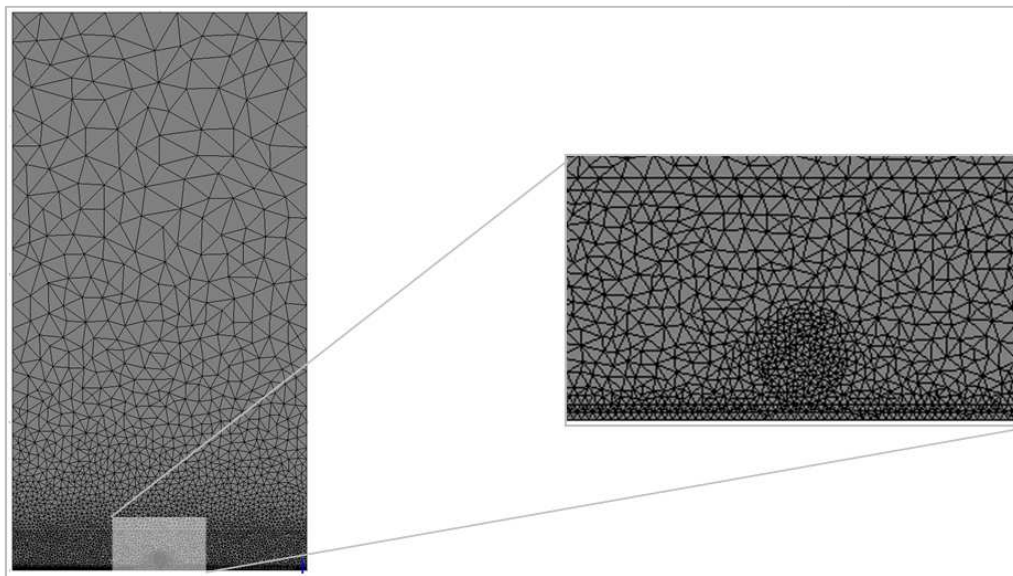


Figura 13: Grelha 4 (à esquerda) e detalhe (à direita) focando o local onde a grelha é mais densa

3.1.4 Distância máxima entre os fios na banda de aquecimento

Neste estudo simulou-se uma porção representativa da totalidade do laminado. Nessa porção foi estudada a distribuição dos fios de aquecimento de forma a conseguir que a temperatura fosse uniforme em toda a superfície interior do laminado (evitando pontos quentes/frios).

Foram feitas quatro simulações com 1, 2, 3 e 4 fios uniformemente distribuídos na porção de laminado. A potência total fornecida foi igualmente distribuída pelos vários fios e igual nas várias simulações. Para as quatro simulações realizadas obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 14.

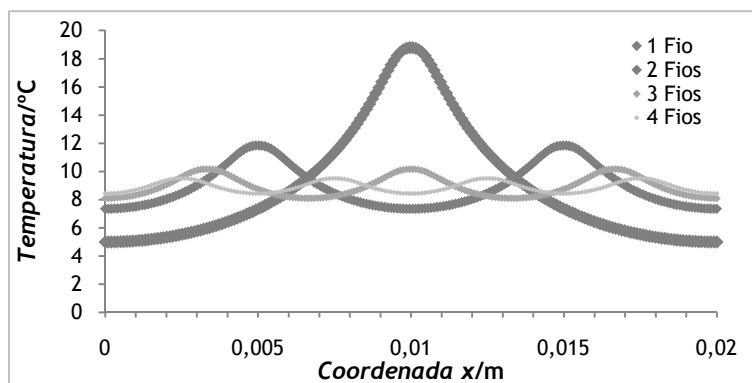


Figura 14: Temperatura em função da largura do laminado para cada simulação

Na Figura 15 apresentam-se, para cada simulação, a diferença entre a temperatura máxima e mínima na mão, bem como a distância entre fios em função do número de fios considerados.

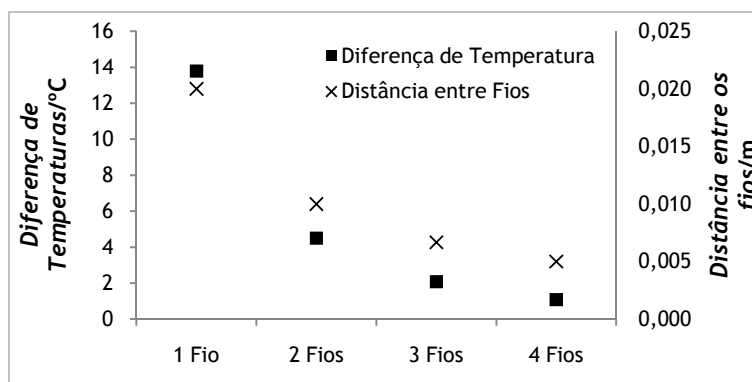


Figura 15: Diferença entre a temperatura máxima e mínima na superfície interior da luva e distância entre os fios em função do número de fios presentes no laminado

Note-se que, conforme seria de esperar, o aumento do número de fios é acompanhado pelo aumento da uniformidade da temperatura. Para a simulação com três fios obteve-se uma diferença entre a temperatura máxima e mínima de aproximadamente 2°C. Pode-se então considerar que a temperatura, neste caso, já será uniformemente distribuída, sendo que a distância entre os fios é de aproximadamente 7 mm.

Na Figura 16 a) podem-se observar eixos de simetria (a ponteados) que indicavam a possibilidade de reduzir a porção de laminado a simular. Assim, optou-se por usar a geometria esquematizada na Figura 16 b) que permite um menor consumo de memória do equipamento e conseqüentemente uma simulação mais rápida.

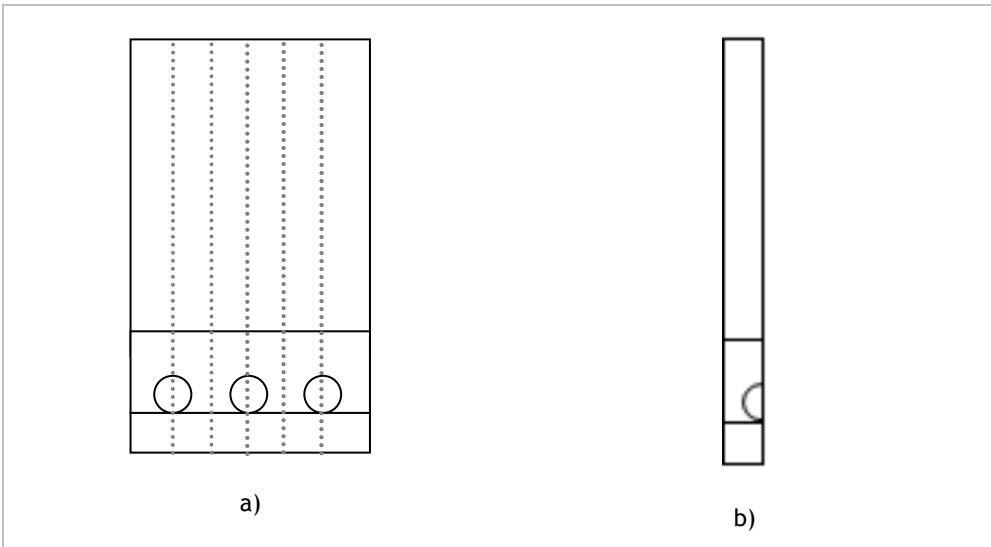
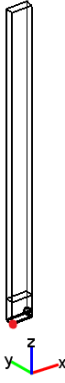


Figura 16: a) Esquema (não à escala) do laminado com os 3 fios e os eixos de simetria (a pontado); b) porção representativa do laminado tendo em conta as condições de simetria

Na tabela seguinte apresentam-se as características da nova geometria onde se realça a **negrito** as diferenças em relação à geometria inicial.

Tabela 6: Características de cada camada especificada na plataforma de simulação

Objecto	Posição em relação à origem/m		Dimensões/m		
	A	x:	0	X:	$2/6 \times 10^{-2}$
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	$2,67 \times 10^{-3}$	Z:	$3,5 \times 10^{-2}$
	B	x:	0	X:	$2/6 \times 10^{-2}$
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	$1,7 \times 10^{-4}$	Z:	$2,5 \times 10^{-3}$
	C	x:	0	X:	$2/6 \times 10^{-2}$
		y:	0	Y:	1×10^{-3}
		z:	0	Z:	$1,7 \times 10^{-4}$
	D	x:	$2/6 \times 10^{-2}$	Raio:	5×10^{-4}
		y:	0	Altura:	1×10^{-3}
		z:	$6,7 \times 10^{-4}$		

3.2 Estado estacionário: Influência das condições climáticas

3.2.1 Perdas de calor em diversas condições atmosféricas

A perda de calor da mão para o ambiente dependerá das condições atmosféricas, como ventilação, temperatura, pressão. Para estudar a perda de calor consideraram-se quatro cenários (especificados na Tabela 7): I. - o cenário mais agressivo no cimo do Monte Everest, II. - um cenário intermédio com baixa ventilação e baixa temperatura, III. - um cenário intermédio com elevada ventilação e elevada temperatura, IV. - o cenário menos agressivo no cimo do Monte Everest com elevada temperatura e ventilação fraca.

Independentemente do calor perdido para o ambiente, a potência a fornecer à banda deve ser suficiente para manter as mãos quentes mesmo nas situações mais agressivas. Conforme referido anteriormente, temperaturas da mão aproximadamente entre 16 °C e 23 °C permitem ter destreza (embora diminuída) enquanto que entre 23 °C e 28 °C a mão está confortável (a mão está confortável a uma temperatura superior a 23°C e acima de 28 °C está quente). Assim, embora se tenha sempre presente que as temperaturas variarão conforme o sistema termorregulatório de cada pessoa e que, por se considerar na mão apenas um fluxo de calor basal, a potência da banda será determinada por excesso, considerou-se que ao longo do tempo a temperatura sentida na mão deve ser, em média, 25,5 °C.

Considerou-se que a perda de calor da luva para o exterior ocorria por convecção (com um coeficiente convectivo definido de acordo com o Anexo 2) e radiação (considerando uma emissividade da luva de 0,92, determinada com o auxílio da câmara de infravermelho).

Estudou-se, para cada cenário, a potência necessária na banda para manter a temperatura de 25,5 °C na mão, através de simulações em estado estacionário, paramétricas⁹ em relação à potência. Para cada cenário fez-se um ajuste linear (ver Figura 17) para encontrar a potência exacta (cujos valores são apresentados na Tabela 7).

Com base nos valores de potência obtidos, que permitem manter a temperatura de 25,5°C na pele, estudou-se a importância relativa de cada fenómeno (radiação, convecção e condução) na perda de calor, para cada cenário (ver Tabela 7).

⁹ Menu Solve > Solver Parameters > Solver: Parametric; Parameters: Parameter names: P_total, Parameter values: 0:0.1:0.6)

Tabela 7: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m

Cenários:	I	II	III	IV
Temperatura do ar/ °C	-36	-36	-19	-19
Ventilação/ m s ⁻¹	16,7 ^(*)	1,0	16,7 ^(*)	1,0
Temperatura mínima na mão/ °C	25,5			
Potência da banda/ W m ⁻²	71,8	64,3	50,8	45,8
Temperatura no exterior da luva/°C	-33,4	-27,6	-17,2	-13,3
Fluxo de calor Total/W m ⁻²	75,8	68,3	54,8	49,8
Fluxo de calor por Condução/W m ⁻²	75,8	68,3	54,8	49,8
Fluxo de calor por Convecção/W m ⁻²	68,6	43,7	48,4	29,6
Fluxo de calor por Radiação/W m ⁻²	7,2	24,6	6,4	20,2
Coeficiente Convectivo/ W m ⁻² °C ⁻¹	26,8	5,2	26,3	5,2

(*) Considerou-se uma ventilação de 60 km h⁻¹, visto que é a ventilação máxima a que os alpinistas se expõem (testemunho de praticante).

Verifica-se, pela análise da tabela anterior, que o calor perdido por convecção e radiação é sempre igual ao calor que chega por condução à superfície exterior da luva, porque a simulação é em estado estacionário.

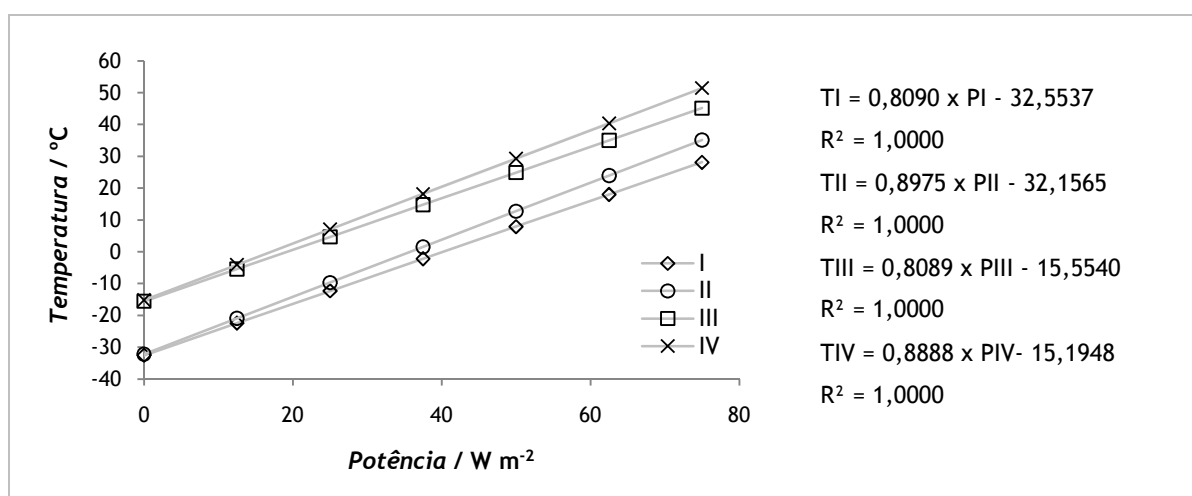


Figura 17: Temperatura mínima na mão em função da potência da banda e respectivas linhas de tendência lineares para cada cenário

Na figura seguinte apresenta-se, na forma gráfica, os valores da Tabela 7, de forma a realçar a importância relativa dos fenômenos de convecção e radiação nas perdas de calor em cada um dos cenários considerados.

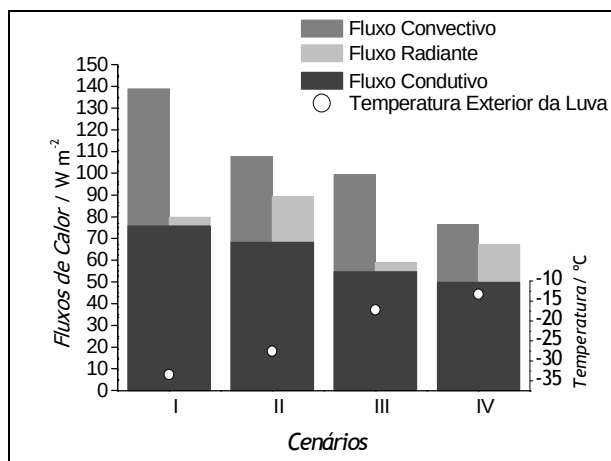


Figura 18: Perdas de calor e diferença de temperatura na superfície exterior da luva para os cenários considerados

Tendo em conta os dados da Tabela 7, foi possível calcular, para cada cenário, as resistências condutivas, radiantes e convectivas, conforme explicado no Anexo 2 e apresentado na Tabela 8.

Tabela 8: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m e respectivas resistências térmicas

Cenários:	I	II	III	IV
Temperatura do ar/ $^{\circ}C$	-36	-36	-19	-19
Ventilação/ $m s^{-1}$	16,7	1,0	16,7	1,0
Temperatura mínima na mão/ $^{\circ}C$	25,5			
Potência da banda/ $W m^{-2}$	71,8	64,3	50,8	45,8
Temperatura no exterior da luva/ $^{\circ}C$	-33,4	-27,6	-17,2	-13,3
Resistência Total/ $^{\circ}C m^2 W^{-1}$	0,81	0,90	0,81	0,89
Resistência Condutiva/ $^{\circ}C m^2 W^{-1}$	0,78	0,78	0,78	0,78
Resistência Convectiva/ $^{\circ}C m^2 W^{-1}$	0,04	0,19	0,04	0,19
Resistência Radiante/ $^{\circ}C m^2 W^{-1}$	0,35	0,34	0,29	0,28

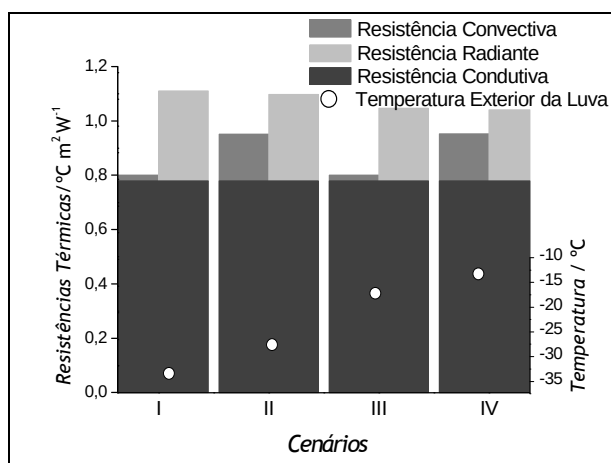


Figura 19: Resistências à transferência de calor e temperatura na superfície exterior da luva para os cenários considerados

Analisando a Figura 19 conclui-se que a maior resistência térmica à transferência de calor é a condutiva (entre aproximadamente 86% do total para os Cenários II e IV e aproximadamente 96% do total para os Cenários I e III). Repare-se que a resistência condutiva é constante em todos os cenários, pois é devido ao laminado.

Para todos os cenários, a perda de calor por convecção é superior à perda de calor por radiação (entre 1,5 vezes maior para o Cenário IV e 9,5 vezes maior para o Cenário I) devido à baixa resistência convectiva em relação à resistência radiante. Para coeficientes convectivos mais elevados (consequentemente resistências convectivas mais baixas e maior perda de calor por convecção), as temperaturas do exterior da luva são mais próximas das do ambiente, diminuindo a diferença de temperatura em relação ao ambiente, o que leva a uma diminuição da perda de calor por radiação. Quanto maior é a perda de calor por convecção menor é a perda de calor por radiação.

A perda de calor por convecção depende da ventilação, no entanto, a perda de calor por radiação depende da emissividade do material. É importante analisar a influência da emissividade do material que reveste a luva na perda de calor por radiação.

3.2.1.1 *Influência da emissividade na superfície exterior*

A perda de calor por radiação é significativa em condições de baixa ventilação (36% no Cenário II e 41% no Cenário IV) conforme foi estudado, para uma emissividade de 0,92 na superfície exterior da luva.

Para proceder ao estudo da influência da emissividade do exterior da luva, estipulou-se uma condição fronteira de temperatura constante¹⁰ junto à pele (25,5 °C) com a banda desligada.

Na realidade, a temperatura junto à pele não é constante, será mais quente nos locais onde os fios de aquecimento estão mais próximos da pele. No entanto, e visto que se considerou que a distância de aproximadamente 7 mm entre fios seria suficiente para manter a temperatura uniformemente distribuída na pele, optou-se por impor uma condição fronteira de temperatura constante para uma obtenção de resultados mais rápida e uma análise mais fácil da influência da emissividade na superfície exterior da luva. Na prática, impor uma temperatura constante junto à pele (25,5 °C) é aproximadamente equivalente a impor a potência que resulta na referida temperatura junto à pele (ver Anexo 5).

Nas figuras seguintes apresentam-se os fluxos de calor totais, convectivos e radiantes e as temperaturas na superfície exterior da luva, para cada um dos cenários descritos na Tabela 7 com as considerações mencionadas.

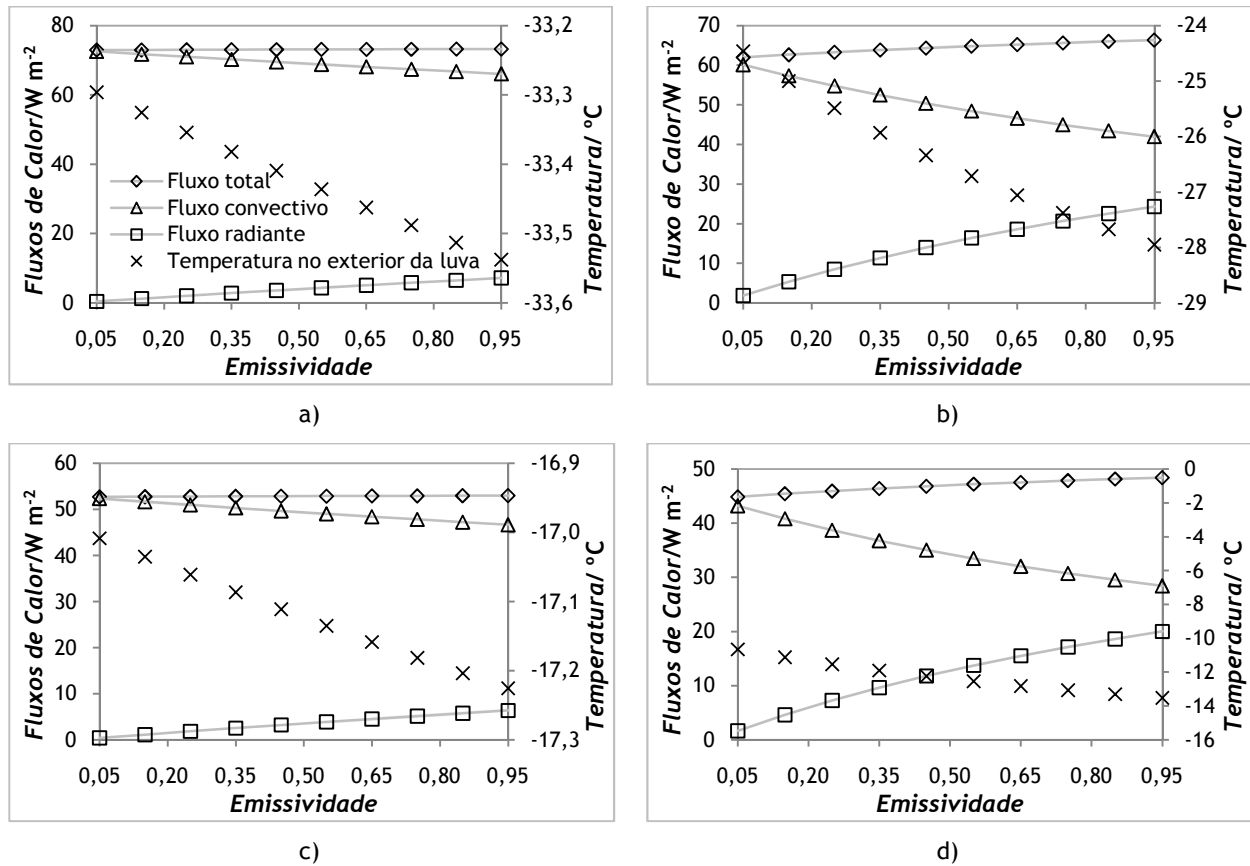


Figura 20: Fluxos de calor e temperatura na superfície exterior da luva para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III, d) Cenário IV

No Cenário IV, onde a perda de calor por radiação tem maior importância (em termos relativos), verifica-se que aumentando a emissividade, aumenta o fluxo radiante mas diminui o convectivo. No entanto, apesar da diminuição da perda de calor por convecção, o fluxo total (fluxo convectivo e radiante) aumenta. Na figura seguinte apresenta-se, para o Cenário IV, a variação das resistências térmicas (convectiva e radiante) em função da emissividade.

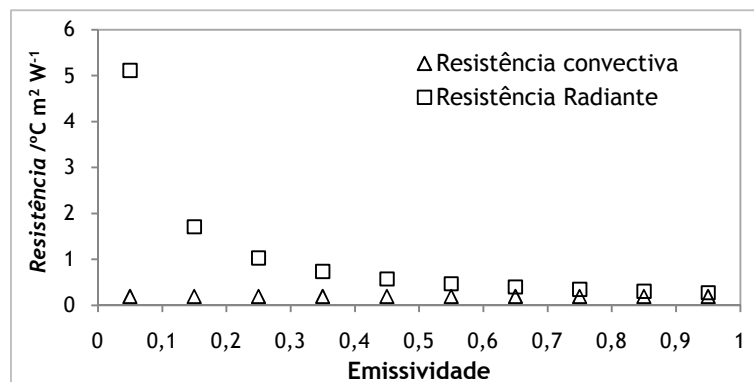


Figura 21: Resistências térmicas (convectiva e radiante) em função da emissividade do material no exterior da luva para o Cenário IV

Analisando a figura anterior verifica-se que a resistência radiante diminui drasticamente com a emissividade, aumentando muito a perda de calor por radiação. Esta perda elevada de calor por radiação leva a um abaixamento da temperatura no exterior da luva que, por sua vez, faz diminuir a perda de calor por convecção por baixar o gradiente de temperatura entre o exterior da luva e o ambiente. A diminuição da perda de calor por convecção não é suficiente para compensar o aumento da perda de calor por radiação. Assim, a perda de calor total aumenta com o aumento da emissividade.

No Cenário IV, uma diminuição da emissividade de 0,95 para 0,05 implica um aumento da perda de calor por convecção de 52% no entanto acarreta uma diminuição do fluxo radiante de 92%, que se traduz numa diminuição do fluxo total de 7%, correspondente a 4 W m^{-2} .

Conclui-se portanto que a luva deverá ser composta por um material de muito baixa emissividade de forma a baixar a perda de calor total.

Repare-se que um material com baixa emissividade, que permite diminuir a dissipação de calor, implica também uma maior reflectividade (se se tratar de um material opaco ao infravermelho) que também impedirá o calor de entrar. No que diz respeito à radiação solar e atmosférica, um corpo com uma emissividade 0,05 recebe cerca de metade da radiação que receberia se a sua emissividade fosse 0,92 (ver Anexo 6).

Há no entanto que ter em conta que o laminado será projectado para proteger de condições muito agressivas que, em geral, implicam tempo nublado e pouca radiação solar (como, por exemplo, à noite).

3.2.1.2 Influência da emissividade na superfície interior

Uma forma alternativa de minimizar a perda de calor da mão para o ambiente é colocar uma camada reflectora na superfície interior da luva. Esta camada funciona como um escudo impedindo parcialmente que a radiação se transfira para o ambiente, reflectindo-a para a mão (ver Figura 22) (Cengel, 2002). Assim, interessa estudar a importância da emissividade de um possível revestimento do forro na perda de calor da mão para o ambiente. Analogamente ao que foi feito para o estudo da emissividade no exterior da luva, variou-se parametricamente a emissividade no forro, considerando a banda desligada e uma temperatura na pele de $25,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Analisou-se ainda a importância da espessura da camada de ar, simulando a mesma com 1 mm e com 1 cm de espessura de forma a entender a importância deste parâmetro da perda de calor por radiação.

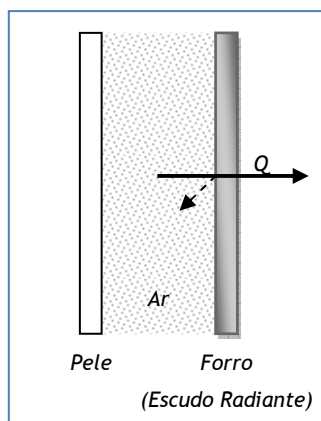


Figura 22: Escudo radiante colocado entre duas placas planas paralelas (pele e forro) e representação da passagem de calor radiante da pele para o forro (Q).

Em contraste com o estudo anterior, em que a radiação era transferida da superfície exterior da luva para o ambiente (*surface-to-ambient*), neste caso, a radiação é transferida entre duas superfícies (*surface-to-surface*). A plataforma de simulação distingue estas duas situações, sendo que na situação *surface-to-surface*, o cálculo dos factores de vista é intrínseco ao programa e baseado na grelha estipulada (e não um dado passível de ser fornecido). Este facto tornou-se um obstáculo, pois ao simular apenas uma parte representativa do laminado pretendia-se estipular um factor de vista igual a 1 (pele, ar e forro seriam consideradas placas planas paralelas e infinitas, conforme se apresenta na Figura 22).

Dada a impossibilidade de se estipular o factor de vista, manipulou-se a geometria do laminado (aumentando a largura) de forma a forçar o factor de vista a aproximar-se de 1 numa porção da geometria (na pele).

A largura do laminado necessária para que o factor de vista fosse aproximadamente 1, exigiria demasiada memória do equipamento, pelo que se procedeu às simulações em 2D em vez de 3D. Nesta situação, é perfeitamente aceitável simular em 2D pois a banda está desligada (não é necessário fazer a proporção entre a área do laminado a simular e a área total da banda como anteriormente).

- **Camada de 1 mm de ar entre a pele e o forro**

Para confirmar que a simulação em 2D é equivalente à simulação em 3D, simulou-se o Cenário I considerando perda de calor por radiação apenas no exterior (*surface-to-ambient*, com emissividade de 0,92) e estipulou-se a geometria em 3D e 2D cujo esquema se mostra na Figura 23.

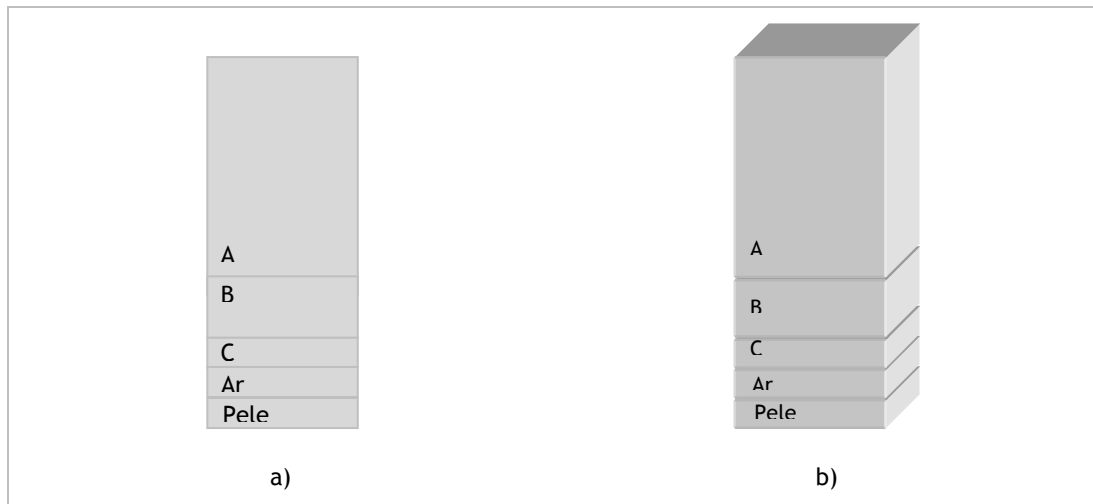


Figura 23: a) Esquema (não à escala) da geometria simulada em 2D, b) Esquema (não à escala) da geometria simulada em 3D (com uma profundidade de 1 mm)

A espessura da camada *Pele* é de 0,1 mm (com uma emissividade de 0,98 (Kurazumi *et al.*, 2008)) e a da camada *Ar* é de 1 mm. A grelha implementada segue o mesmo critério que a Grelha 4 utilizada anteriormente: o tamanho máximo de cada elemento é 1/10 da altura da camada a que pertence, excepto no caso da *Pele* e do forro (C) onde o tamanho máximo de cada elemento é 1/2 da altura da respectiva camada, visto um tamanho menor implicar a impossibilidade de simular por falta de memória do equipamento.

Repare-se que, nesta etapa, foi possível desprezar a contribuição dos fios de aquecimento, pois a banda estava desligada e a resistência à transferência de calor proporcionada pelos fios equivaleria apenas a $3,26 \times 10^{-4} \%$ (ver Anexo 7) da resistência total à condução de calor. Retirar os fios implicou um menor consumo de memória (e simulações mais rápidas) além de não ter um efeito significativo sobre os resultados.

Procedeu-se às simulações (em 2D e 3D) com uma espessura de ar de 1 mm, cujos resultados referentes à temperatura média em cada subdomínio se apresentam na figura seguinte.

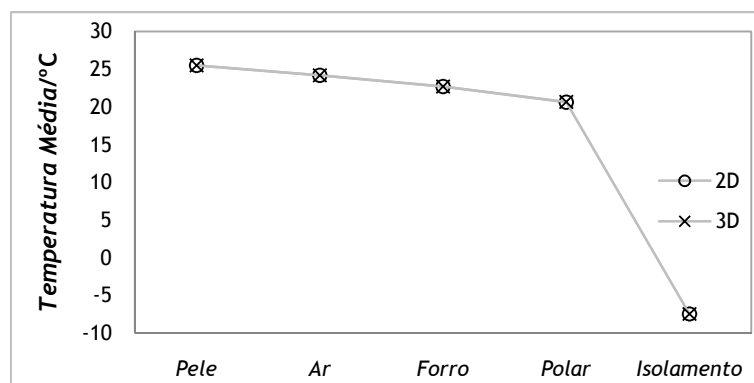


Figura 24: Temperatura média em cada um dos subdomínios resultantes da simulação em 2D e 3D

Pela análise da Figura 21 conclui-se que, efectivamente, a simulação do Cenário I em 2D é equivalente à simulação em 3D, visto os resultados serem coincidentes. Considerou-se portanto aceitável fazer este estudo em 2D.

Começou por se considerar uma camada de 1 mm de ar. Foi necessário estipular uma largura de laminado de 5 cm para obter um “*Ambient View Factor*” mínimo de $7,58 \times 10^{-4}$.

Na Figura 25 apresenta-se a variação do “*Ambient View Factor*” em função da coordenada x do laminado. Repare-se que o programa avalia o “*Ambient View Factor*” (fracção do campo não coberta por outras superfícies), e não o factor de vista, definido como a fracção de radiação que atinge directamente uma superfície, proveniente das superfícies que a rodeiam (Cengel, 2002).

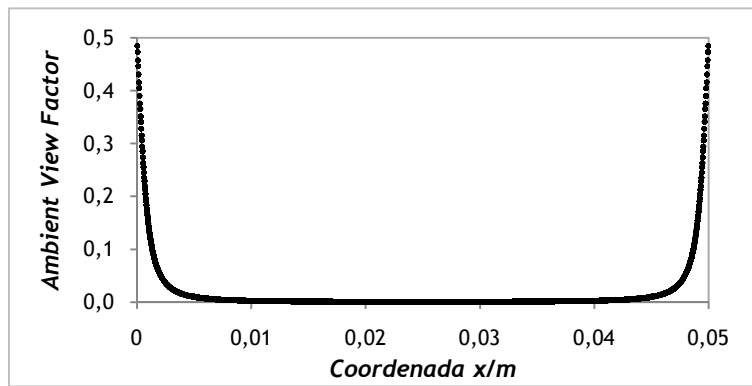


Figura 25: “*Ambient View Factor*” ao longo da largura do laminado para a geometria considerada

Analisando a figura anterior verifica-se que há uma porção da largura do forro em que o “*Ambient View Factor*” é próximo de zero ($7,58 \times 10^{-4}$), ou seja, o factor de vista é próximo de 1. Esta será a zona considerada para este estudo, visto que é onde se pode considerar que as camadas (pele e forro) trocam radiação apenas entre elas e não com o ambiente. Na Figura 26 apresenta-se a comparação entre o resultado referente ao fluxo radiante obtido com o simulador e com as expressões analíticas apresentadas a seguir (Cengel, 2002):

Fluxo de calor radiante considerando o “*Ambient View Factor*” de $7,58 \times 10^{-4}$:

$$q = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2}} \quad (7.4)$$

Fluxo de calor radiante considerando o factor de vista 1 ($F=1$ e “*Ambient View Factor*” =0), ou seja considerando placas planas paralelas e infinitas:

$$q = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (7.5)$$

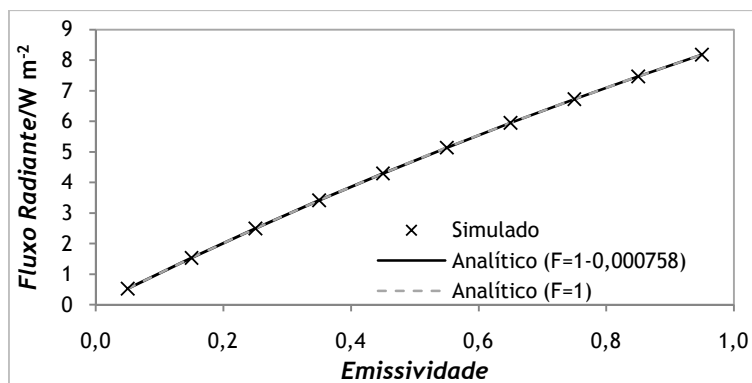


Figura 26: Comparação do fluxo radiante obtido do simulador com os fluxos obtidos pelas expressões analíticas para o Cenário IV (teórico considerando o “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$ e teórico considerando o “Ambient View Factor” 0)

Analisando a figura anterior verifica-se que é aceitável considerar, para um “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$ que a pele e forro se comportam como duas placas planas paralelas e infinitas.

Tendo por base as considerações anteriores, simularam-se os quatro cenários estudados anteriormente considerando perdas de calor por radiação *surface-to-ambient* (do exterior da luva para o ambiente com uma emissividade de 0,92) e o modelo *surface-to-surface*¹¹ (entre a pele e o forro, em que se variou parametricamente a emissividade do forro considerando a emissividade da *Pele* 0,98).

Nas figuras seguintes apresentam-se, para cada cenário, a variação do fluxo de calor radiante, condutivo e total que chega ao forro, para uma camada de ar de 1 mm e para um “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$.

¹¹ Menu Physics > Boundary Settings > Boundary selection: 4,6; Radiation Type: Surface-to-surface

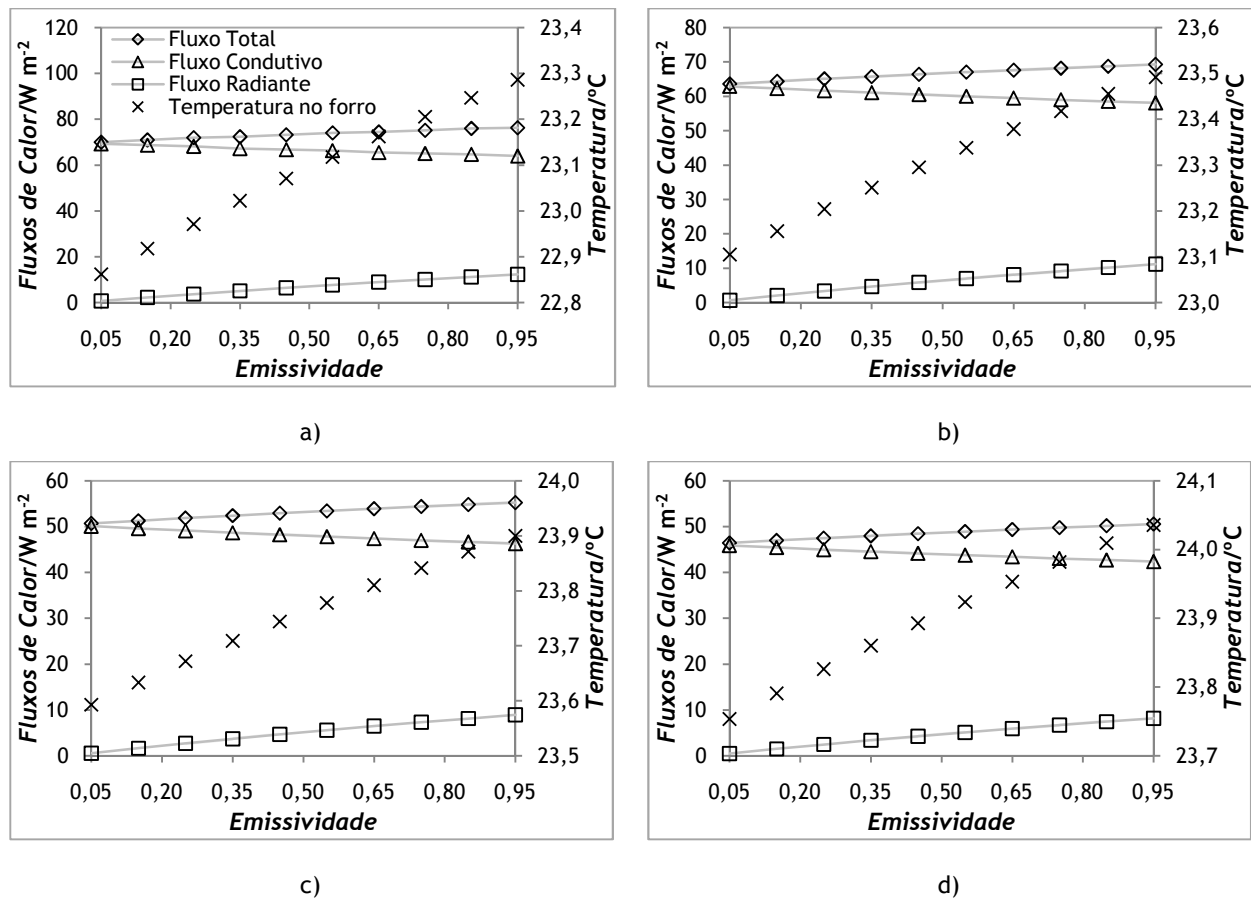


Figura 27: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forno para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III e d) Cenário IV

Em concordância com o estudo anterior, analisando o Cenário IV (Figura 27 d)), verifica-se que aumentando a emissividade do material usado como forno, aumenta o fluxo radiante perdido para o exterior. Consequentemente há um aumento da temperatura do forno que leva a um menor gradiente de temperatura entre a pele e o mesmo, diminuindo assim o fluxo condutivo. Apesar da diminuição do fluxo condutivo, o aumento do fluxo radiante é suficiente para compensar essa diminuição e aumentar a perda de calor total. Assim, diminuindo a emissividade do material usado como forno diminui a perda de calor total. Uma diminuição da emissividade de 0,95 para 0,05 conduz a uma diminuição do fluxo radiante de $7,66 \text{ W m}^{-2}$ e a um aumento do fluxo condutivo de $3,52 \text{ W m}^{-2}$, que se traduz numa diminuição na perda de calor de $4,14 \text{ W m}^{-2}$ (equivalente a cerca de 8%).

Na Tabela 9 apresenta-se, para cada cenário, a variação dos fluxos de calor e temperatura no forno com a diminuição da emissividade de 0,95 para 0,05.

Tabela 9: Variação dos fluxos de calor (em relação à emissividade de 0,95) e da temperatura do forro entre a emissividade de 0,95 e 0,05 para uma camada de 1 mm de ar

Cenários:	I		II		III		IV	
Variação do Fluxo Radiante/ W m^{-2}	11,54	93,63 %	10,48	93,62 %	8,36	93,62 %	7,66	93,62 %
Variação do Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	-5,27	-8,23 %	-4,82	-8,30 %	-3,82	-8,24 %	-3,52	-8,31 %
Variação do Fluxo Total/ W m^{-2}	6,27	8,22 %	5,66	8,17 %	4,55	8,24 %	4,14	8,18 %
Variação da Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$	0,42		0,39		0,31		0,28	

Pela análise da tabela anterior verifica-se que é no Cenário I (mais agressivo) que a variação da emissividade do forro origina maior variação nas perdas de calor, sendo que se a emissividade do forro for de 0,05 há uma diminuição de $6,27 \text{ W m}^{-2}$, equivalente a 8,22%, na perda de calor em relação a uma emissividade de 0,95.

- **Camada de 1 cm de ar entre a pele e o forro**

Uma simulação com uma camada de ar de 1 cm com 50 cm de largura terá a mesma distribuição do factor de vista que uma simulação de 1 mm de ar com uma largura de 5 cm (ou outra geometria proporcional). Assim, seria necessário simular 50 cm de largura de laminado para conseguir um “*Ambient View Factor*” mínimo de $7,58 \times 10^{-4}$. No entanto, tal simulação é inviável devido ao elevado consumo de memória do equipamento.

O fluxo radiante é condicionado pelo factor de vista. No entanto, como se considera apenas a porção de laminado onde o factor de vista é máximo e próximo de 1, então o fluxo radiante não será influenciado pelo afastamento entre a pele e o forro (espessura da camada de ar), conforme se verifica pela análise da equação (7.5).

Ao contrário do fluxo radiante, o fluxo condutivo depende da espessura da camada. Para o mesmo material (mesma condutividade térmica), o dobro da espessura implica o dobro da resistência condutiva. Assim, uma camada de ar de 1 mm com uma resistência condutiva 10 vezes superior à normal (dividindo por 10 a sua condutividade térmica) é equivalente a uma camada de 1 cm de ar (com uma condutividade térmica normal).

Mantendo a geometria de 1 mm de ar e 5 cm de largura com uma condutividade térmica 10 vezes menor, consegue-se uma distribuição de fluxos de calor equivalente a ter 1 cm de ar com uma largura de 50 cm. Para comprovar a aplicabilidade desta relação simulou-se a geometria apresentada na Figura 23 a):

- Com 2 mm de ar e 10 cm de largura (maior geometria possível de simular);
- Com 1 mm de ar e 5 cm de largura, impondo uma condutividade térmica duas vezes menor.

Na Figura 28 apresentam-se os fluxos radiantes das duas situações para a emissividade de 0,95.

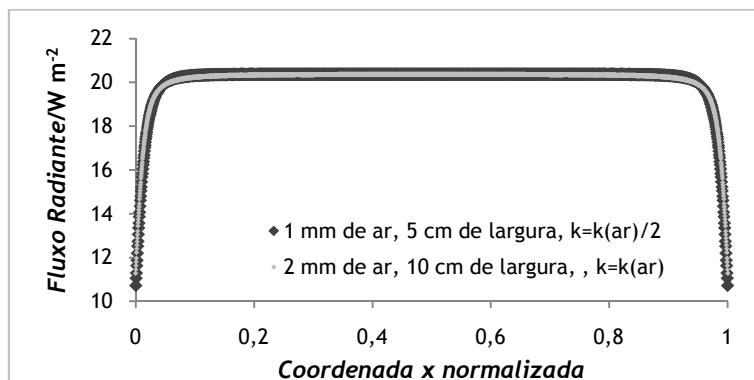


Figura 28: Fluxos radiantes para duas simulações equivalentes em função da coordenada x normalizada

Conforme se pode verificar pela análise da figura anterior, as duas situações são, como seria de esperar, equivalentes.

Assim, optou-se por usar a geometria com 1 mm de camada de ar e 5 cm de largura e uma resistência condutiva 10 vezes superior para simular a geometria de 1 cm de ar com 50 cm de largura.

Nas figuras seguintes apresenta-se, para cada cenário, a variação do fluxo de calor radiante, condutivo e total que chega ao forro, para uma camada de ar equivalente a 1 cm e para um “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$.

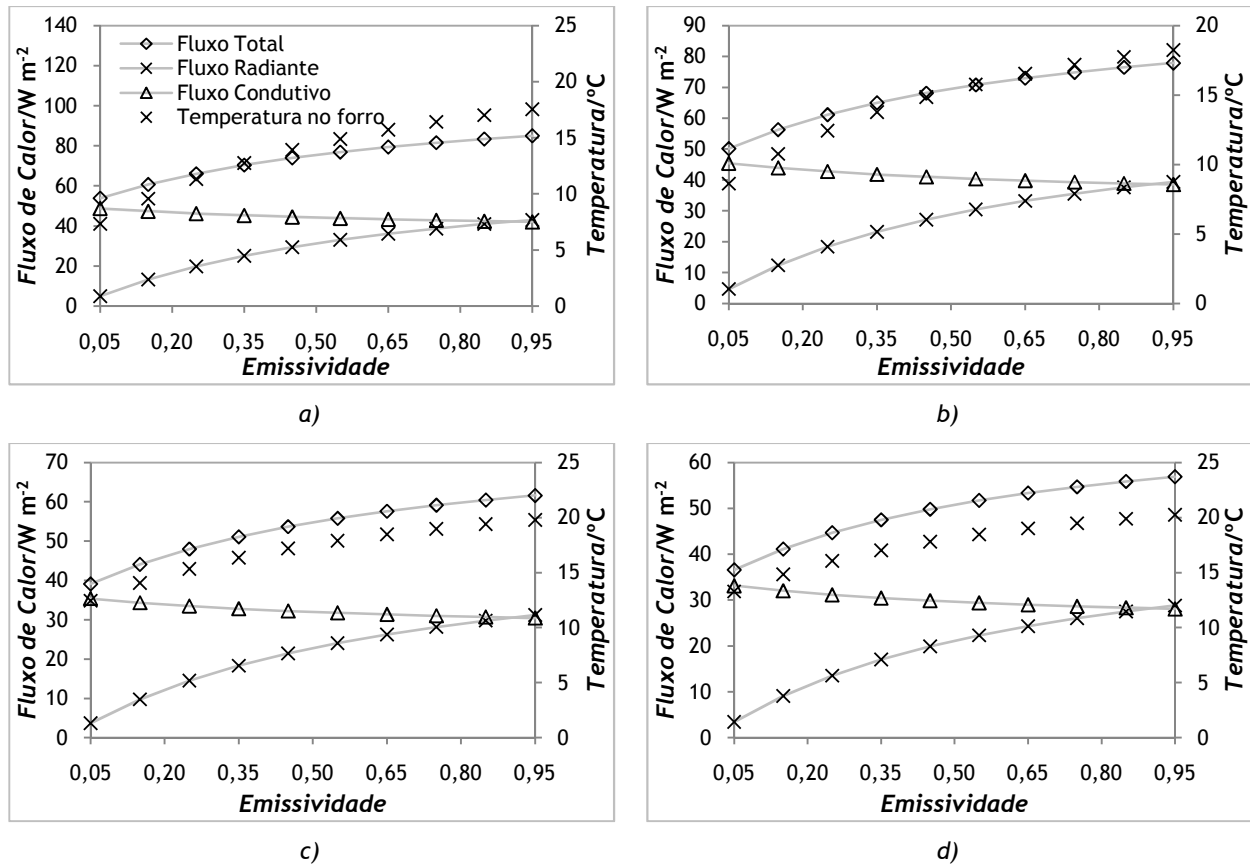


Figura 29: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forno para o a) Cenário I, b) Cenário II, c) Cenário III e d) Cenário IV

Analogamente ao que foi observado para a camada de 1 mm de ar, verifica-se que para a camada de 1 cm de ar há um aumento do fluxo radiante com a emissividade, que se traduz num menor fluxo condutivo. Assim como no caso anterior há um aumento da perda de calor total com o aumento da emissividade. No entanto, com uma camada de ar de 1 cm, a variação é mais significativa. Na

Tabela 10 apresenta-se, para cada cenário, a variação dos fluxos de calor e temperatura no forno com a diminuição da emissividade de 0,95 para 0,05.

Tabela 10: Variação dos fluxos de calor (em relação à emissividade de 0,95) e da temperatura do forno entre a emissividade de 0,95 e 0,05 para uma camada de 1 cm de ar

Cenários:	I	II	III	IV
Variação do Fluxo Radiante/ $W m^{-2}$	37,96	34,71	27,52	25,35
	88,36 %	88,14 %	88,18 %	87,98 %
Variação do Fluxo Condutivo/ $W m^{-2}$	-6,74	-6,92	-4,96	-5,06
	-16,03 %	-17,96 %	-16,29 %	-18,03 %
Variação do Fluxo Total/ $W m^{-2}$	31,22	27,80	22,56	20,29
	36,72 %	35,69 %	36,60 %	35,66 %
Variação da Temperatura no forno/ $^{\circ}C$	10,22	9,61	7,35	6,95

Pela análise da tabela anterior verifica-se que é no Cenário I que a variação da emissividade do forro mais influencia as perdas de calor, sendo que se a emissividade do forro for de 0,05 há uma diminuição de $31,22 \text{ W m}^{-2}$, equivalente a 36,72%, na perda de calor em relação a uma emissividade de 0,95.

É de notar que não se deve ignorar a troca de calor por radiação entre a mão e o forro, pois tal situação acarretaria desvios elevados nos resultados. Na Tabela 11 apresentam-se os valores dos fluxos de calor totais para o Cenário IV em situações em que se considera troca de calor por radiação entre a pele e o forro (com uma emissividade de 0,05 e 0,95 e um “Ambient View Factor” de $7,58 \times 10^{-4}$) e em que se considera que não ocorrem trocas de calor por radiação.

Tabela 11: Fluxos de calor totais no forro para o Cenário IV considerando trocas de calor por radiação entre a mão e o forro (com emissividade no forro de 0,05 e 0,95) e não considerando trocas de calor por radiação, para a geometria a) com 1 mm de ar e b) com um cm de ar

Camada de ar	Sem Radiação	Emissividade do forro	
		0,05	0,95
1 mm	46,13	46,42	50,56
1 cm	33,81	36,60	56,89

Se não se tivesse considerado a transferência de calor por radiação entre a mão e o forro, na situação em que houvesse 1 mm de ar, o erro no fluxo total seria de $0,29 \text{ W m}^{-2}$ no caso de considerar uma emissividade do forro de 0,05 e um erro de $4,43 \text{ W m}^{-2}$ no caso de se considerar uma emissividade do forro de 0,95. Na situação em que houvesse 1 cm de ar, o erro no fluxo total seria de $2,79 \text{ W m}^{-2}$ no caso de considerar uma emissividade do forro de 0,05 e um erro de $23,08 \text{ W m}^{-2}$ no caso de se considerar uma emissividade do forro de 0,95. Repare-se que neste estudo não foi considerada a convecção natural de calor entre a mão e o forro.

Conclui-se que é favorável revestir o forro com um material reflector (de muito baixa emissividade) de forma a minimizar a perda de calor da mão para o ambiente. A importância do revestimento reflector no forro é tanto maior quanto maior for a espessura da camada de ar entre a mão e o mesmo. No entanto, por ser reflector, este material impede parcialmente a transferência de calor da banda para a mão. Assim conclui-se que o revestimento do forro é favorável em condições em que a banda não esteja a funcionar ou quando aplicado a materiais que não possuam uma banda de aquecimento (outras peças de roupa que não as luvas, por exemplo).

3.3 Estado transiente: Projecto da banda de aquecimento

Nesta fase pretendia-se estimar a potência adequada da banda de aquecimento para garantir dois modos de funcionamento: modo de conforto (temperatura na mão entre 23°C e 28°C) e modo de segurança (temperatura na mão entre 16°C e 23°C). A potência da banda tem que ser adaptada de forma a garantir o seu bom desempenho em qualquer cenário climático. Assim, estudando os dois cenários extremos (Cenário I e IV), consegue-se compreender o desempenho da banda em todos os cenários já que os Cenários II e III são intermédios (em termos de perdas de calor).

Para garantir que a banda aquece quando é necessário e respeita as temperaturas limite de cada modo, é necessário fazer com que ela possa ligar e desligar conforme a sua temperatura. Assim, introduziu-se no simulador¹² a expressão (7.6) (ver figura seguinte).

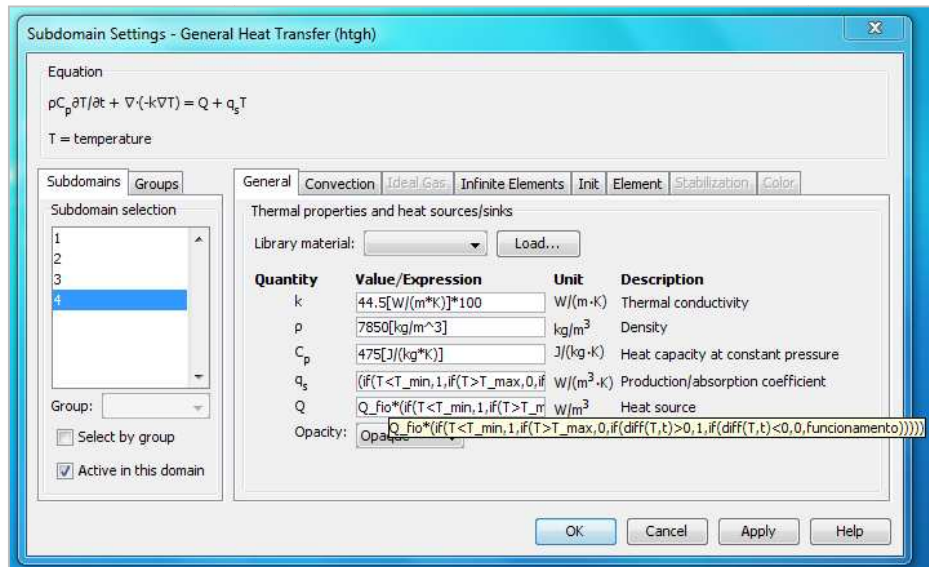


Figura 30: Expressão definida na plataforma de simulação que especifica o valor do calor dissipado pelo fio

$$Q = Q_{fio} \times \begin{cases} 1 & T < T_{min} \\ 0 & T > T_{max} \\ 1 & \frac{dT}{dt} > 0 \\ 0 & \frac{dT}{dt} < 0 \\ funcionamento & \frac{dT}{dt} = 0 \end{cases} \quad (7.6)$$

Segundo esta equação, a banda liga (produz calor) se a temperatura for inferior à temperatura mínima e desliga se for superior à máxima. No caso de a temperatura ser

¹² Menu Physics > Subdomain Settings

intermédia (entre máxima e mínima), a banda estará ligada se estiver em aquecimento ($\frac{dT}{dt} > 0$) e estará desligada se estiver em arrefecimento ($\frac{dT}{dt} < 0$). No instante inicial a banda não está a aquecer nem a arrefecer, ou seja $\frac{dT}{dt} = 0$. Assim, é necessário definir a variável *funcionamento*¹³ que é escolhida conforme se pretenda que a simulação comece com a banda ligada (1) ou desligada (0).

Pela simulação do Cenário I em estado estacionário, considerando perda de calor por radiação para o ambiente, com uma emissividade de 0,92 na superfície exterior da luva, concluiu-se que seria necessária uma potência de 75 W m^{-2} para atingir uma temperatura na mão superior a 28°C .

3.3.1 Modo de segurança

Usando a potência de 75 W m^{-2} procedeu-se à simulação em estado transiente das condições climáticas dos Cenários I e IV, em que se considerou o modo de segurança: temperatura na mão entre 16°C e 23°C ¹⁴.

Os parâmetros definidos para proceder às simulações estão apresentados e explicados no Anexo 8. Para conseguir simular o funcionamento transiente da banda com incrementos de tempo de 0,2 s foi necessário simular várias porções de tempo de forma a ultrapassar as limitações em termos de memória RAM. Assim, foi necessário definir a variável *funcionamento* em cada simulação conforme o resultado obtido na simulação imediatamente anterior, implementando no programa a condição inicial de aquecimento ou arrefecimento. Analisou-se a variação da temperatura no ponto do fio mais próximo da mão para o Cenário I e IV (ver Figura 31).

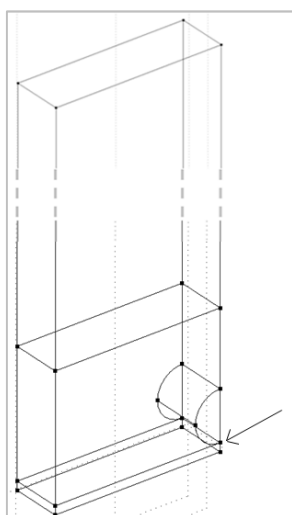


Figura 31: Geometria simulada (com descontinuidade a tracejado) onde se identificam os pontos nos vértices.

¹³ Menu Options > Expressions > Subdomain Expressions > Subdomain selection:4, Name: funcionamento

¹⁴ Menu Options > Constants > Definir T_max e T_min

Apesar de se pretender avaliar a temperatura na mão, estudou-se a temperatura no fio para garantir que a mesma oscilava entre 16 °C e 23 °C. Caso se estudasse a temperatura na mão, esta obviamente seria sempre inferior à do fio e consequentemente não seria evidente o correcto funcionamento da banda. Na tabela seguinte apresenta-se a diferença máxima e mínima entre a temperatura do fio e a temperatura da superfície interior do forro (junto à pele), ao longo dos primeiros 500 s, para cada potência do Cenário I e do Cenário IV.

Tabela 12: Diferença máxima e mínima entre a temperatura do fio e a temperatura da pele

Potência da banda/ W m ⁻² :	75	250	500
Cenário I			
Diferença máxima/°C:	1,28x10 ⁻²	3,87x10 ⁻²	7,86x10 ⁻²
Diferença mínima/°C:	1,00x10 ⁻⁵	6,80x10 ⁻⁵	2,00x10 ⁻⁶
Cenário IV			
Diferença máxima/°C:	1,59x10 ⁻²	3,49x10 ⁻²	7,49x10 ⁻²
Diferença mínima/°C:	0,00	5,03x10 ⁻⁴	1,47x10 ⁻⁴

Analisando a Tabela 12 verifica-se que a diferença máxima entre a temperatura da pele e a temperatura do fio é, para a potência de 75 W m⁻², de 1,28x10⁻² °C para o Cenário I e 1,59x10⁻² °C para o Cenário IV. Para a potência de 500 W m⁻², a diferença máxima de temperatura é de 7,86x10⁻² °C para o Cenário I e 7,49x10⁻² °C para o Cenário IV. Visto que as temperaturas são muito próximas, é aceitável avaliar o funcionamento da banda com base na temperatura do fio.

Na figura seguinte é apresentada a variação da temperatura em função do tempo para uma potência na banda de 75 W m⁻² para os Cenários I e IV.

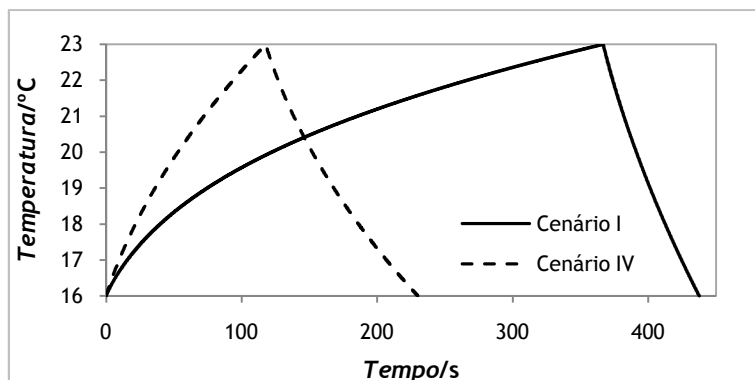


Figura 32: Variação da temperatura no ponto do fio mais próximo da mão, para uma potência de 75 W m⁻² para os Cenários I e IV

Pela análise da figura anterior verifica-se que, para uma potência de 75 W m^{-2} , o tempo de aquecimento no Cenário I é maior que no Cenário IV. Por outro lado, no Cenário I o arrefecimento do fio ocorre mais rapidamente que no Cenário IV. Isto deve-se ao facto de no Cenário I a perda de calor para o ambiente ser maior, o que leva a um aquecimento mais lento e a um arrefecimento mais rápido. Verifica-se ainda que o tempo de aquecimento é muito elevado para ambos os cenários (cerca de 347 s para o Cenário I e cerca de 114 s para o Cenário IV). Visto que se pretendia que a banda aquecesse rapidamente, fizeram-se simulações para potências mais elevadas na banda (250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} , partindo sempre das mesmas condições iniciais). Na Figura 33 apresenta-se a variação da temperatura em função dos primeiros 500s para as três potências e para os dois cenários estudados.

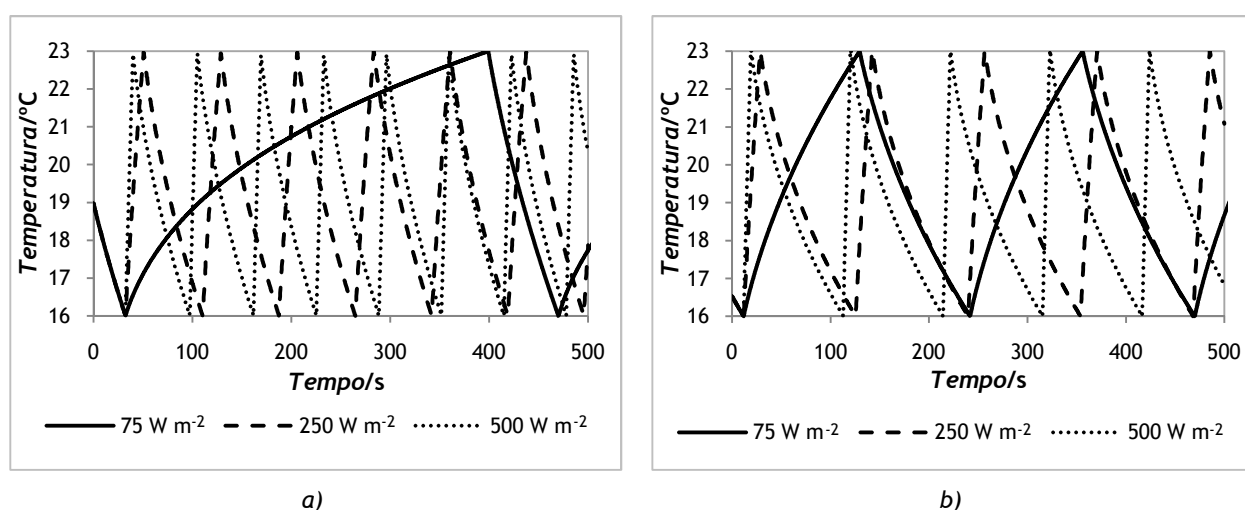


Figura 33: Variação da temperatura no fio nos primeiros 500 s para as potências de 75 W m^{-2} , 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} para o a) Cenário I e b) Cenário IV

Pela análise da figura anterior verifica-se que, conforme seria de esperar, uma maior potência na banda origina um maior número de ciclos, ou seja, liga e desliga com mais frequência. Verifica-se ainda que, para uma potência de 75 W m^{-2} , no Cenário IV ocorrem mais ciclos do que no Cenário I, conforme foi analisado anteriormente na Figura 32. Por outro lado, para a potência de 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} ocorrem mais ciclos no Cenário I do que no Cenário IV.

Repare-se ainda que todos os ciclos (aquecimento e arrefecimento) de cada potência em cada cenário têm a mesma duração. Na Figura 34 são apresentados dois ciclos de cada potência em cada cenário.

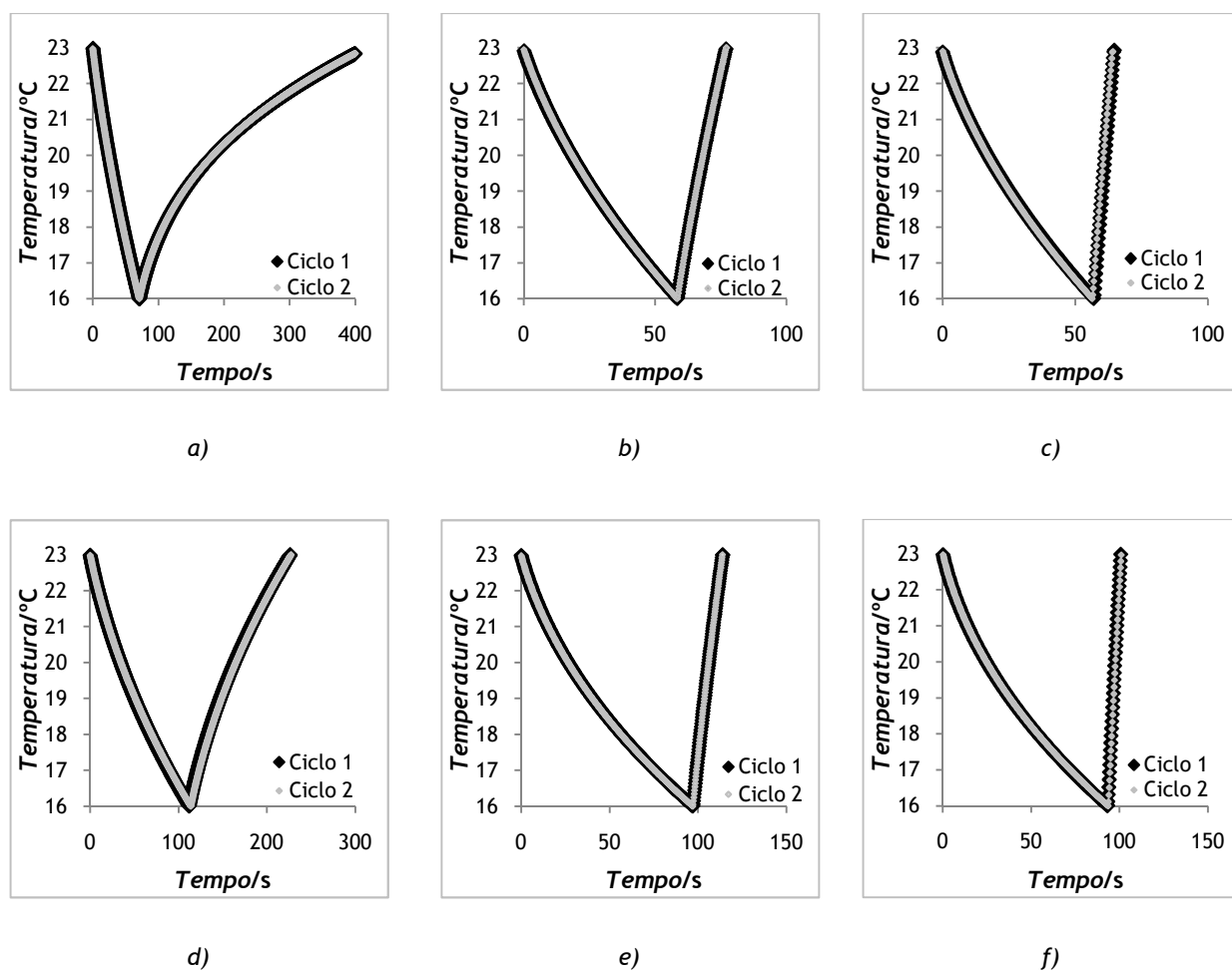


Figura 34: Dois ciclos de aquecimento e arrefecimento para o a) Cenário I com uma potência de 75 W m^{-2} , b) Cenário I com uma potência de 250 W m^{-2} e c) Cenário I com uma potência de 500 W m^{-2} , e para o d) Cenário IV com uma potência de 75 W m^{-2} , e) Cenário IV com uma potência de 250 W m^{-2} e f) Cenário IV com uma potência de 500 W m^{-2}

Pela análise da figura anterior verifica-se que, efectivamente, os ciclos são iguais entre si para cada potência em cada cenário. Assim, pode-se calcular a frequência dos ciclos para cada potência em cada cenário. Os resultados estão apresentados na Figura 35.

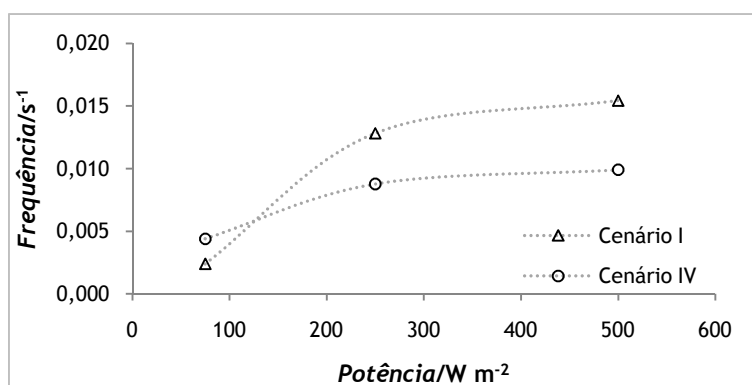


Figura 35: Frequência dos ciclos para cada potência e para cada cenário

Na figura anterior verifica-se que, efectivamente, para uma potência de 75 W m^{-2} os ciclos ocorrem com maior frequência no Cenário IV, enquanto que para uma potência de 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} os ciclos ocorrem com maior frequência no Cenário I. Esta inversão de comportamento relativamente à quantidade de ciclos em função da potência é explicada pelo tempo limitante do ciclo. Na Figura 36 são apresentados, para cada cenário, os tempos de aquecimento, arrefecimento e total de cada ciclo, em função da potência da banda.

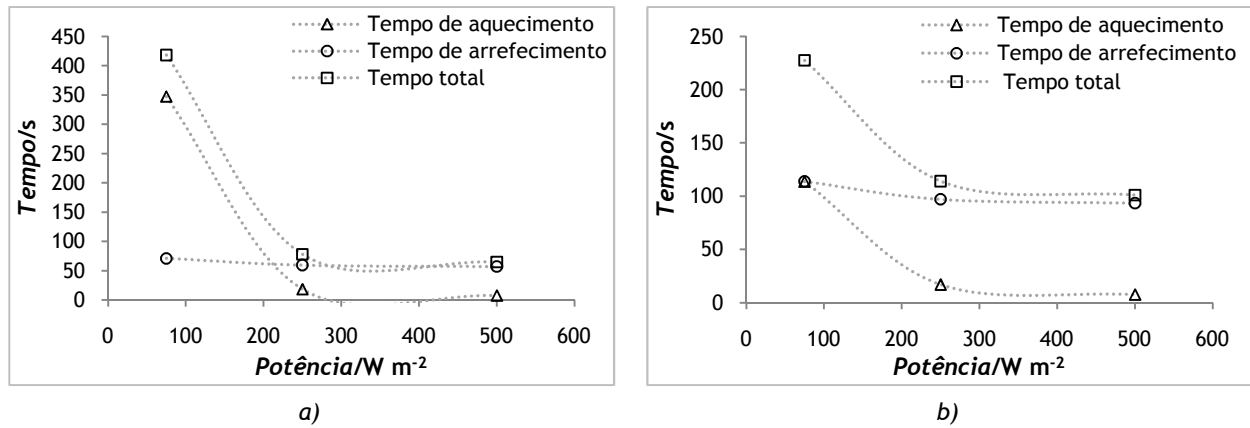


Figura 36: Tempos de aquecimento, arrefecimento e total de um ciclo para cada potência para o a) Cenário I e b) Cenário IV

Analisando a figura anterior, verifica-se que, no Cenário I, para uma potência de 75 W m^{-2} , o tempo limitante é o tempo de aquecimento. Ou seja, o aquecimento é mais demorado que o arrefecimento. Este fenómeno não se verifica nos casos em que a potência é 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} . Nestes, o tempo limitante é o tempo de arrefecimento. Repare-se ainda que no Cenário IV, para uma potência de 75 W m^{-2} , o tempo de aquecimento é aproximadamente igual ao tempo de arrefecimento (o aquecimento é apenas 0,2 s mais rápido que o arrefecimento). No entanto, para as potências de 250 W m^{-2} e 500 W m^{-2} , o tempo limitante é o tempo de arrefecimento.

Tendo ainda em conta que todos os ciclos de cada potencia em cada cenário têm a mesma duração, é possível estimar a duração da bateria para cada cenário, baseada no tempo de aquecimento e arrefecimento de cada ciclo, na carga da bateria e na resistência dos fios. Supondo que a bateria tem uma carga de 4000 mA.h e a resistência eléctrica dos fios é de 12Ω , a duração da bateria pode ser obtida a partir das relações seguintes:

$$\text{Duração da bateria} = \frac{Q_e}{I} \quad (7.7)$$

$$P_{\text{média}} = VI = R_e I^2 \Rightarrow I = \sqrt{\frac{P_{\text{média}}}{R_e}} \quad (7.8)$$

$$\text{Duração da bateria} = \frac{\text{Carga}}{\sqrt{\frac{P_{\text{média}}}{R_e}}} \quad (7.9)$$

Sendo a potência média dada pela expressão seguinte:

$$P_{média} = \frac{\int_{t_{inicial}}^{t_{final}} P_{total} dt}{\Delta t} = P_{total} \cdot \frac{tempo_{ligada}}{tempo_{desligada} + tempo_{ligada}} \quad (7.10)$$

A duração da bateria para cada potência em cada cenário é apresentada na Figura 37.

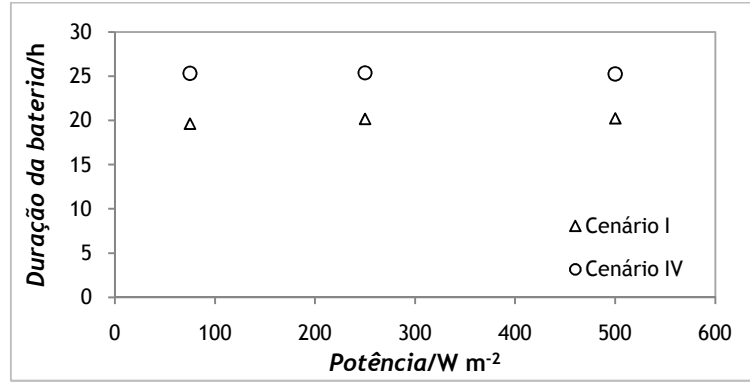


Figura 37: Duração da bateria (com uma carga de 4000 mA h e resistência eléctrica de 12 Ω) para cada potência e cada cenário

Pela análise da figura anterior verifica-se que a duração da bateria é aproximadamente constante para cada cenário, conforme seria de esperar, pois a menor potência é compensada pela maior fracção de tempo em que a banda está ligada. No Cenário I a bateria dura cerca de 20 h (com uma potência média de 60,0 W m⁻²) enquanto que no Cenário IV a bateria dura cerca de 25 h (com uma potência média de 37,5 W m⁻²). No Cenário I a bateria dura menos tempo visto que o cenário é mais agressivo e implica maior perda de calor e consequentemente um maior gasto energético por parte da banda para manter a temperatura na mão entre 16  C e 23  C.

Pela análise da Figura 33 verifica-se que nos instantes iniciais, para cada potência, a curva de arrefecimento é coincidente, conforme seria de esperar visto que o perfil de temperaturas  , à partida, igual para todas as simulações. No entanto, após ocorrer o primeiro aquecimento até 23  C, o perfil de temperaturas no laminado não é igual para as três potências. Na figura seguinte apresenta-se a variação da temperatura no fio para as três potências no Cenário I e no Cenário IV.

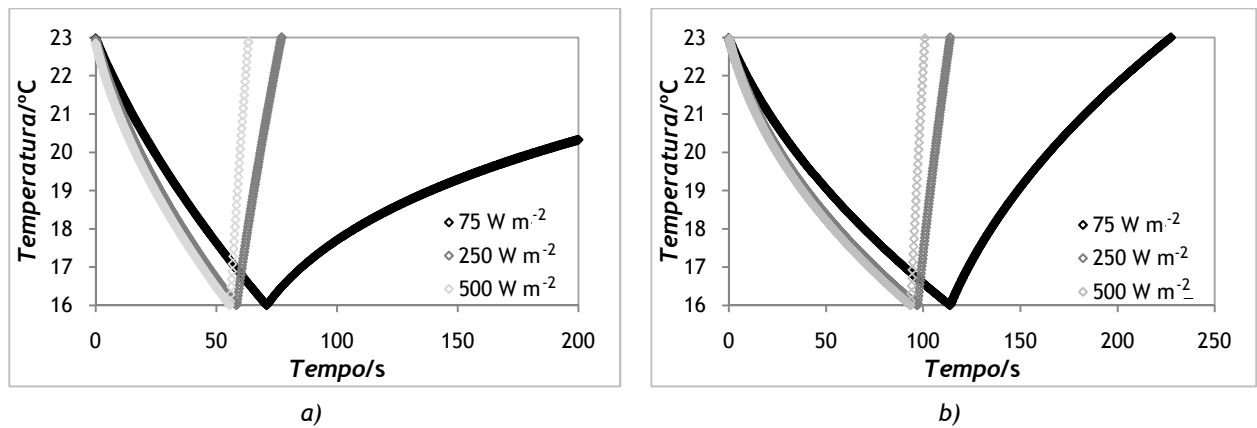


Figura 38: Temperatura ao longo do tempo de arrefecimento para cada potência para o a) Cenário I e para o b) Cenário IV

Analisando a figura anterior, verifica-se que, para ambos os cenários, quando a banda tem uma potência de 75 W m^{-2} o arrefecimento é mais lento (11,4 s no Cenário I e 16,8 s no Cenário IV) que no caso em que a banda tem 250 W m^{-2} e neste caso é também mais demorado (2,4 s no Cenário I e 3,6 s no cenário IV) do que quando tem 500 W m^{-2} . Este fenómeno é explicado pela alteração no perfil de temperatura ao longo do laminado que varia conforme a potência a que este está exposto durante o aquecimento. Na Figura 39 são apresentados os perfis de temperatura em dois instantes, para as três potências na banda, em cada cenário.

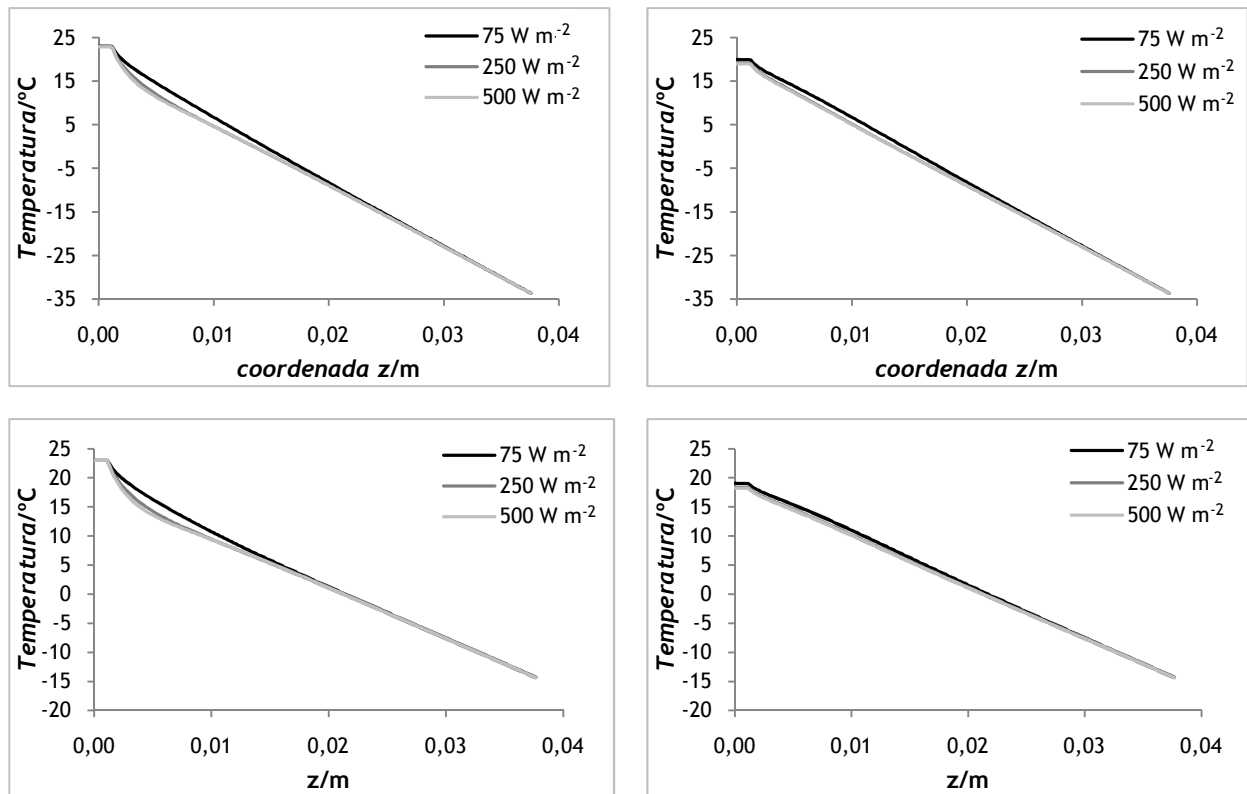


Figura 39: Perfil de temperatura ao longo do laminado (com origem na extremidade do fio) para o a) Cenário I no instante 0 s após a banda desligar, b) Cenário I no instante 25 s após a banda desligar e no c) Cenário IV no instante 0 s após a banda desligar, d) Cenário IV no instante 50 s após a banda desligar

Analisando a figura anterior verifica-se que no instante em que a banda começa a arrefecer, o perfil de temperaturas é distinto para as diferentes potências. O gradiente de temperaturas na porção de laminado próximo do fio é maior para a potência de 500 W m⁻² do que para a potência de 75 W m⁻². Assim, a perda de calor no fio é maior para as potências maiores e consequentemente o arrefecimento é mais rápido. Para tempos crescentes, a diferença entre os perfis de temperatura para as diferentes potências diminui, pelo que diminui a diferença nos tempos de arrefecimento. Na Figura 40 estão apresentados os fluxos de calor para os mesmos tempos que estão apresentadas as temperaturas na Figura 39.

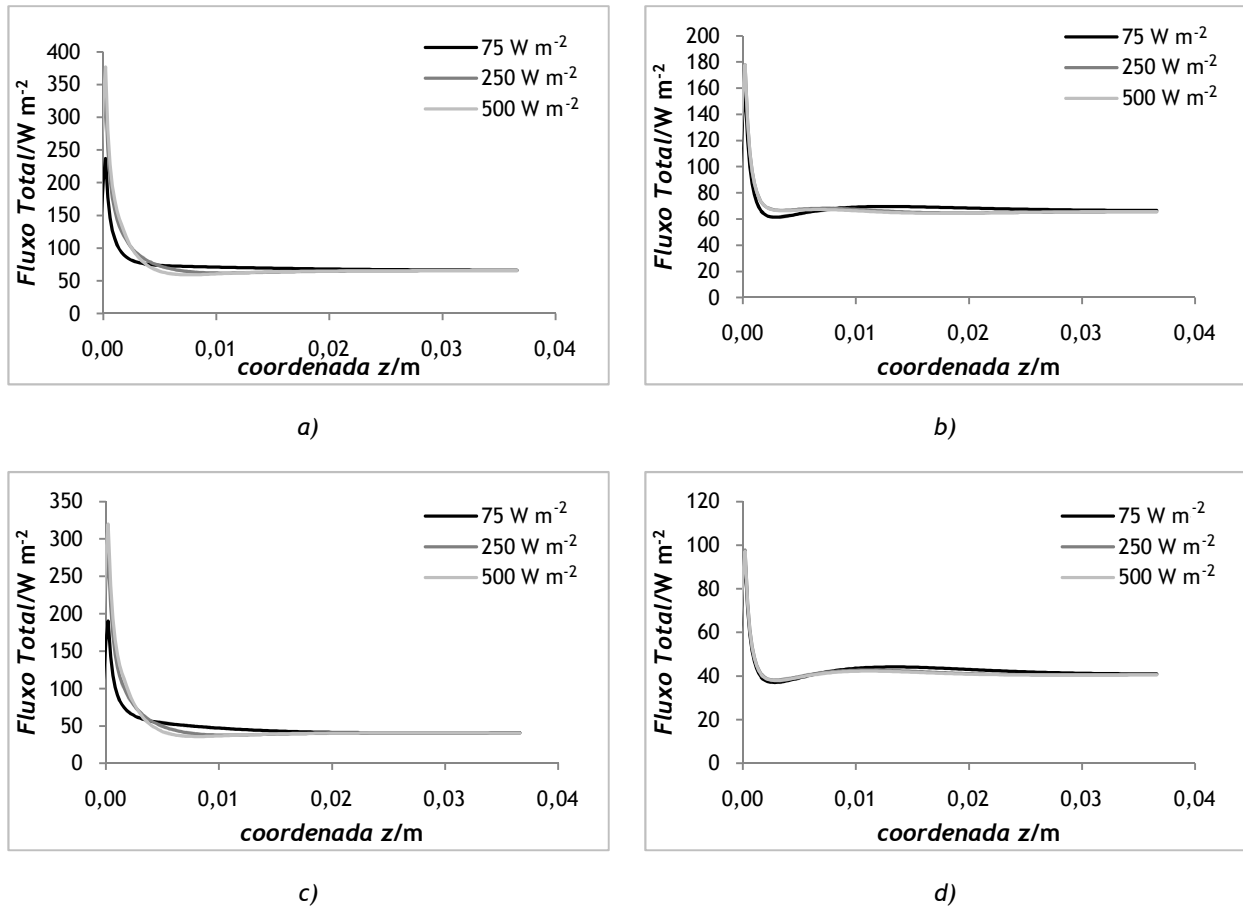


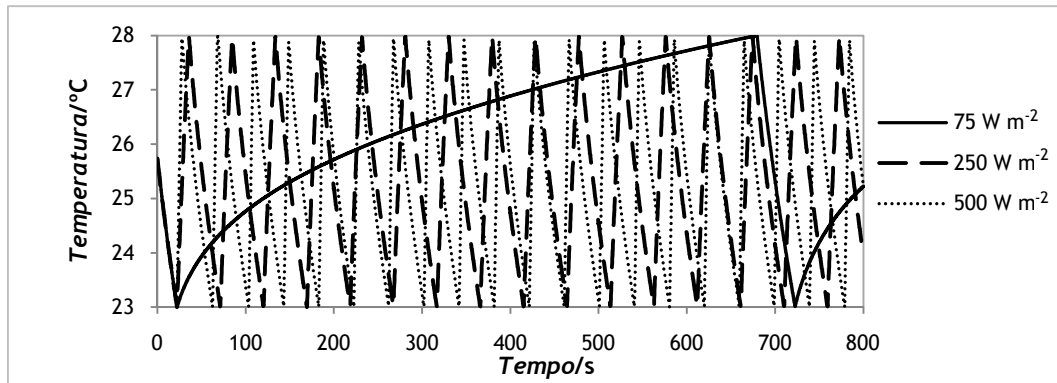
Figura 40: Fluxos de calor ao longo do laminado (com origem na extremidade do fio) para o a) Cenário I no instante 0 s após a banda desligar, b) Cenário I no instante 25 s após a banda desligar e no c) Cenário IV no instante 0 s após a banda desligar, d) Cenário IV no instante 50 s após a banda desligar

Pela análise da figura anterior verifica-se que efectivamente a perda de calor junto ao fio é maior para potências maiores. Para tempos crescentes, os fluxos de calor para as diferentes potências vão-se aproximando, pelo que se confirma que diminui a diferença nas curvas de arrefecimento para cada potência.

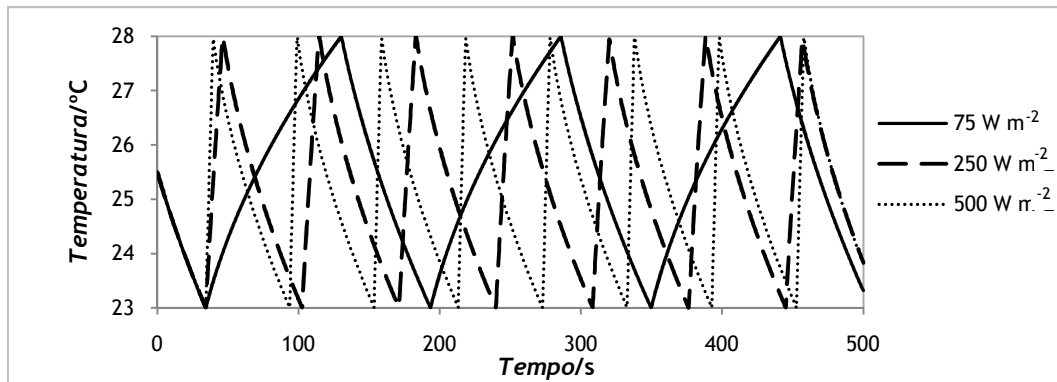
3.3.2 Modo de conforto

Tendo estudado o funcionamento na banda para o modo de segurança, procedeu-se ao mesmo estudo para o modo de conforto: temperatura junto à pele entre 23 °C e 28 °C.

Usando as potências de 75 W m⁻², 250 W m⁻² e 500 W m⁻² simularam-se os Cenários I e IV para a nova gama de temperaturas. A variação da temperatura no fio ao longo do tempo é apresentada Figura 41 para cada potência em cada cenário.



a)



b)

Figura 41: Variação da temperatura no fio nos primeiros 500 s para as potências de 75 W m⁻², 250 W m⁻² e 500 W m⁻² para o a) Cenário I e b) Cenário IV

Analogamente ao que se verificou para o modo de segurança, uma maior potência na banda origina um maior número de ciclos. Verifica-se também que para a potência de 75 W m⁻² ocorrem mais ciclos no Cenário IV enquanto que para as restantes potências ocorrem mais ciclos no Cenário I. Na figura seguinte apresenta-se a frequência dos ciclos em função da potência para cada cenário.

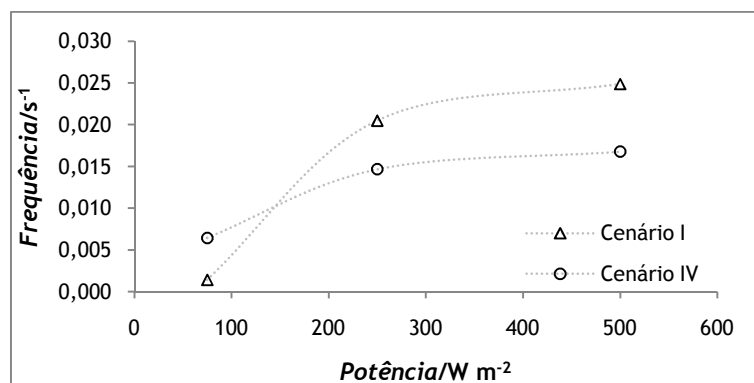


Figura 42: Frequência dos ciclos para cada potência e para cada cenário

A figura anterior confirma a maior frequência de ciclos no Cenário IV para a potência de 75 W m^{-2} em oposição às restantes potências em que há um maior número de ciclos para o Cenário I.

Com base nos tempos de aquecimento e arrefecimento de cada potência em cada cenário, obteve-se (pelo método anteriormente explicado) a duração da bateria, apresentada na figura seguinte.

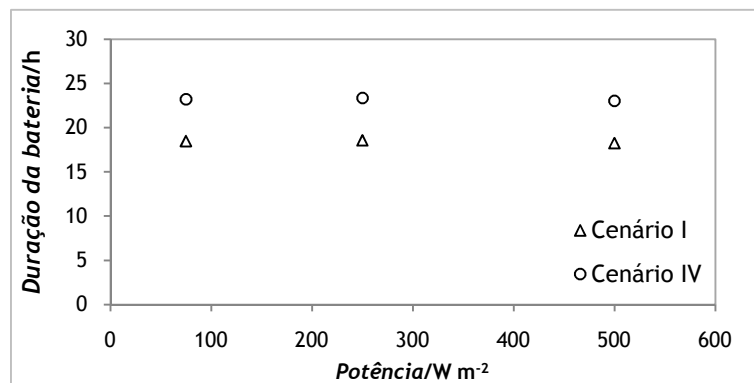


Figura 43: Duração da bateria (com uma carga de 4000 mA h e resistência eléctrica de 12Ω) para cada potência e cada cenário

Pela análise da figura anterior verifica-se que a duração da bateria é aproximadamente constante para cada cenário, conforme se verificou também para o modo anterior. No Cenário I a bateria dura cerca de 18 h (com uma potência média de $44,6 \text{ W m}^{-2}$) enquanto no Cenário IV a bateria dura cerca de 23 h (com uma potência média de $70,7 \text{ W m}^{-2}$).

Na Figura 44 são apresentadas as curvas de arrefecimento para cada potência em cada cenário. Verifica-se que, conforme foi analisado no modo de segurança, o tempo de arrefecimento para a potência de 75 W m^{-2} é superior ao tempo de arrefecimento ($8,4 \text{ s}$ para o Cenário I e $6,8 \text{ s}$ para o Cenário IV) para uma potência de 250 W m^{-2} e esta por sua vez é superior ao da potência de 500 W m^{-2} ($0,8 \text{ s}$ para o Cenário I e 2 s para o Cenário IV).

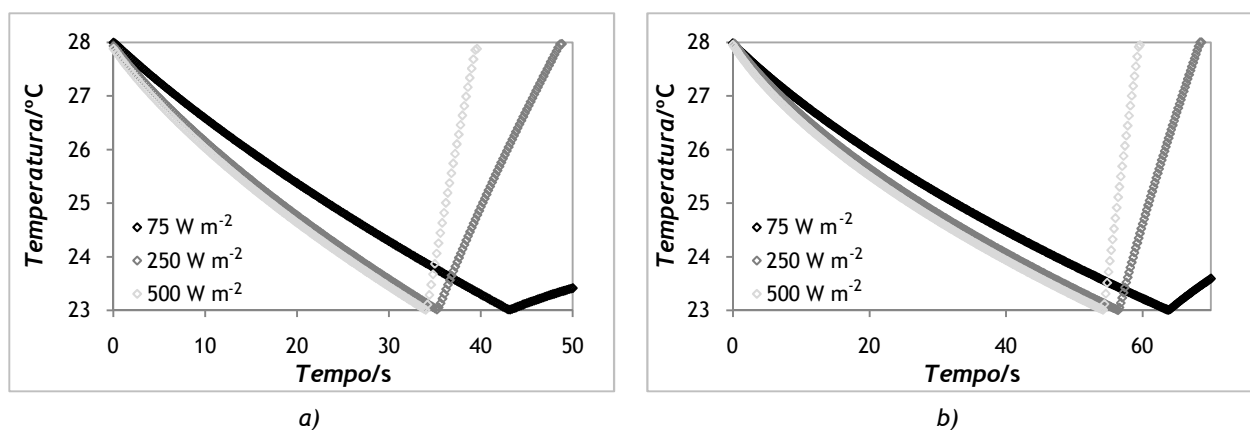


Figura 44: Temperatura ao longo do tempo de arrefecimento para cada potência para o a) Cenário I e para o b) Cenário IV

Conforme foi explicado anteriormente este fenômeno é explicado pelo diferente perfil de temperaturas ao longo do laminado (após fases de aquecimento) para as várias potências estudadas.

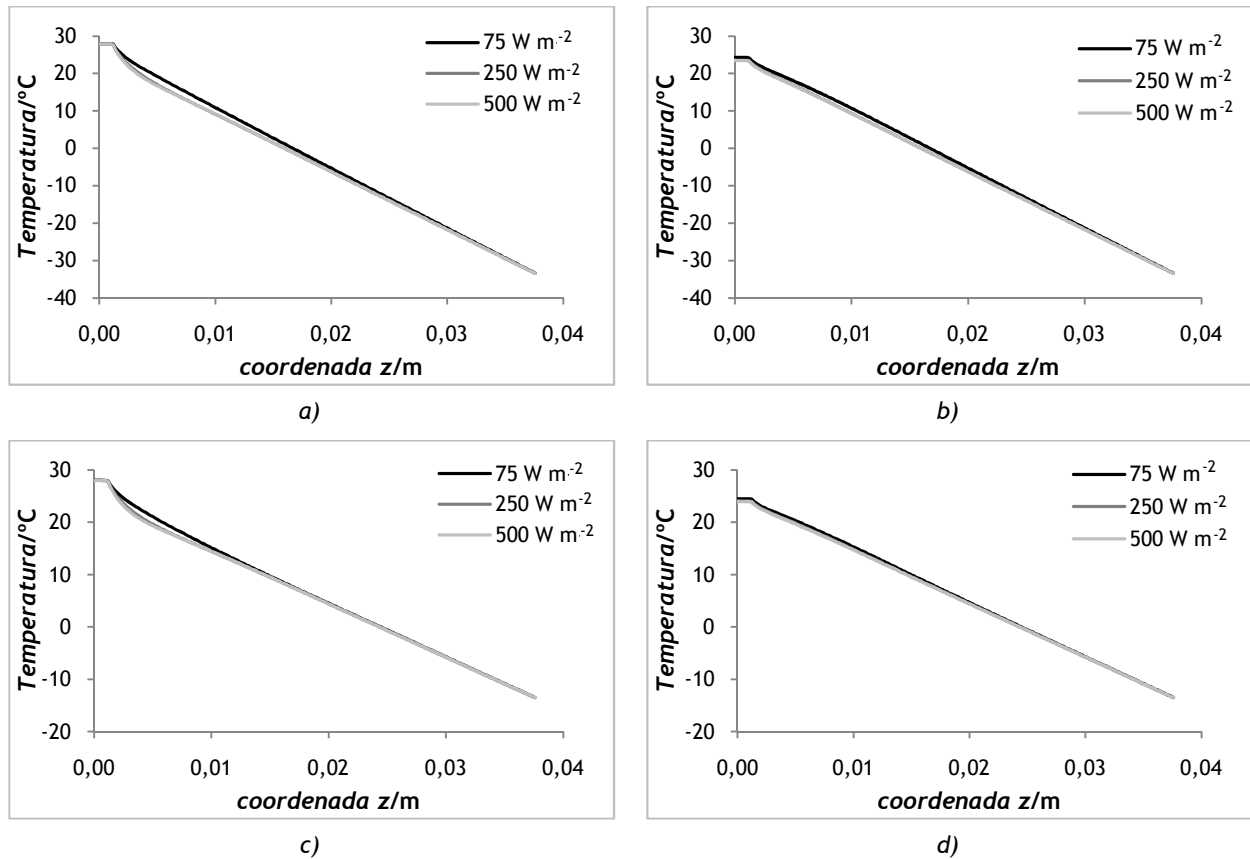


Figura 45: Perfil de temperatura ao longo do laminado para o Cenário I a) no instante 0 s após a banda desligar e b) 30 s após a banda desligar e no Cenário IV c) no instante 0 s após a banda desligar e d) 40 s após a banda desligar

3.3.3 Potência adequada na banda de aquecimento

Conforme foi analisado, tanto para o modo de segurança como para o modo de conforto, a potência da banda influencia a frequência dos ciclos de aquecimento/arrefecimento mas a maior potência é compensada pela menor fracção de tempo em que a banda está ligada. Assim, independentemente da potência da banda, a duração da bateria é aproximadamente a mesma para cada cenário de cada modo. A potência adequada deve então ser escolhida de acordo com a rampa de aquecimento. Considerou-se que a potência adequada seria, então, de 250 W m⁻², de forma a que a rampa de aquecimento tivesse aproximadamente a mesma duração que a rampa de arrefecimento, originando ciclos aproximadamente simétricos. Há, no entanto, que ter em conta que se considerou que a quantidade de calor dissipado da mão para a luva corresponde ao calor metabólico (mínimo possível). Na realidade o aquecimento seria mais rápido e o arrefecimento mais lento. Assim, a banda está dimensionada por excesso e portanto uma potência inferior (talvez 125 W m⁻² e 250 W m⁻²) deveria ser a ideal.

3.3.4 Equivalência entre estado estacionário e estado transiente

Aquando do estudo da influência das condições climáticas na potência da banda, arbitrou-se que a temperatura na mão deveria ser de 25,5 °C. Esta é a temperatura média de conforto (entre 23 °C e 28 °C), ao longo do tempo. Para esta temperatura na mão, obtiveram-se diferentes potências na banda para cada cenário, conforme apresentado na Tabela 14.

Quando se procedeu ao estudo em estado transiente consideraram-se três potências: 75 W m⁻², 250 W m⁻² e 500 W m⁻². Tendo em conta que a temperatura na mão deveria estar entre aproximadamente 23 °C e 28 °C, então a potência média em estado transiente deverá estar próxima da obtida em estado estacionário. A potência média é dada pela potência total multiplicada pela fracção do tempo em que a banda está ligada. Os resultados para a potência média para cada cenário estão apresentados na tabela seguinte.

Tabela 13: Potencia média em estado transiente

Potência Total	Fracção de tempo ligada	Potência Média	
Cenário I			
75 W m ⁻²	0,94	70,33 W m ⁻²	70,71 W m ⁻²
250 W m ⁻²	0,28	69,67 W m ⁻²	
500 W m ⁻²	0,14 W	72,14 W m ⁻²	
Cenário IV			
75 W m ⁻²	0,59	44,59 W m ⁻²	44,63 W m ⁻²
250 W m ⁻²	0,18	43,99 W m ⁻²	
500 W m ⁻²	0,09	45,30 W m ⁻²	

Analisando a tabela anterior verifica-se que, apesar das três potências totais distintas na banda (75 W m⁻², 250 W m⁻², 500 W m⁻²) para casa cenário, as potências médias são muito próximas, pois a maior potência total é compensada pela menor fracção de tempo em que a banda está ligada. Idealmente, as três potências médias deveriam ser iguais para manter a mesma temperatura na pele. Na realidade, visto que em estado transiente a temperatura na pele não era constante e igual a 25,5 °C, mas sim um intervalo entre 23 °C e 28 °C, então é possível que existam variações na potência média assim como na temperatura média na pele.

Na Tabela 14 estão apresentadas, para o cenário I e IV, as potências em estado estacionário para garantir uma temperatura média na pele de 25,5 °C e as potências médias do estado transiente para garantir um temperatura na pele entre 23 °C e 28 °C.

Tabela 14: Potências da banda para os cenários I e IV em estado estacionário e transiente

	Estado estacionário	Estado transiente
Cenário I	71,8 W m ⁻²	70,71 W m ⁻²
Cenário IV	45,8 W m ⁻²	44,63 W m ⁻²

Analisando os resultados da tabela anterior verifica-se que, apesar de os valores das potências não serem coincidentes, para cada cenário, são muito próximos. É de notar, conforme referido acima, que as duas situações (estacionária e transiente) não são completamente equivalente, pois se no estudo em estado estacionário se impôs temperatura constante (25,5 °C) na pele, em estado transiente, impôs-se um intervalo de temperaturas (entre 23 °C e 28 °C). No entanto, conforme seria de esperar, as potências em cada cenário são muito próximas.

4 Conclusões

Neste projecto estudou-se o desempenho de um laminado contendo uma banda de aquecimento.

Começou por se estudar os possíveis cenários climáticos a que o laminado poderia estar exposto. De seguida obtiveram-se experimentalmente as propriedades das camadas que comporiam o laminado.

Tendo por base as informações anteriores, estudou-se, em estado estacionário, a distribuição dos fios de aquecimento que permitiam obter uma temperatura uniformemente distribuída pela pele. Concluiu-se que uma distância entre fios de aquecimento de aproximadamente 7 mm originaria uma diferença entre a temperatura máxima e mínima sentida na pele de cerca de 2 °C. Considerou-se que, com esta distribuição, a temperatura na mão seria uniforme.

Estudou-se a influência da aplicação de camadas reflectivas ao infravermelho tanto na superfície exterior da luva como na superfície interior. Concluiu-se que, apesar da camada reflectiva na superfície exterior diminuir a perda de calor da mão para o ambiente, também diminui qualquer ganho de calor proveniente do exterior (do sol, por exemplo). Em relação à superfície interior, concluiu-se que uma camada reflectiva diminui a perda de calor para o exterior mas também diminui o ganho proveniente da banda de aquecimento. Assim, a banda reflectiva no interior é benéfica para outras peças de vestuário que não uma luva com uma banda de aquecimento.

Através do estudo em regime transiente foi possível encontrar a potência adequada da banda para que se conseguisse manter a temperatura nas mãos numa gama de conforto ou de segurança, fazendo com que a banda funcionasse (ligasse e desligasse) dentro dessas gamas de temperatura. Concluiu-se que a potência da banda influencia a frequência dos ciclos de aquecimento/arrefecimento mas a maior potência é compensada pela menor fracção de tempo em que a banda estava ligada, pelo que a potência média efectiva é aproximadamente constante. Assim, independentemente da potência da banda, a duração da bateria será a mesma para cada cenário climático considerado. Considerou-se que a potência adequada seria, então, de 250 W m⁻², pois nesta, a rampa de aquecimento tem aproximadamente a mesma duração que a rampa de arrefecimento, criando ciclos simétricos.

Todas estas conclusões foram obtidas através dos resultados de simulações em CFD. Assim, compreende-se que este tipo de trabalho é em tudo vantajoso em relação aos estudos experimentais, que além de serem bem mais dispendiosos são mais demorados e mais limitados em resultados.

5 Avaliação do trabalho realizado

5.1 Objectivos Realizados

O principal objectivo do projecto desenvolvido era a simulação numérica de um laminado contendo uma banda de aquecimento. Pretendia-se estudar a dependência da potência da banda de aquecimento em função da distribuição dos fios de aquecimento, de possíveis cenários climáticos e das propriedades dos materiais que compunham o laminado, nomeadamente a existência de camadas reflectivas ao infra-vermelho.

Começou por se estudar quais seriam os possíveis cenários climáticos. De seguida, e antes da simulação, foi necessário obter, através de alguns estudos experimentais, as propriedades do laminado.

Através de simulações em estado estacionário, obteve-se a distribuição adequada dos fios de aquecimento tendo em conta alguns possíveis cenários climáticos. De seguida foi possível estudar a influência da emissividade de revestimentos da superfície interior e exterior da luva.

Através do estudo em regime transiente foi possível encontrar a potência adequada da banda para que se conseguisse manter a temperatura nas mãos num modo de conforto ou num modo de segurança, tendo por base tantos os cenários climáticos como a distribuição de fios anteriormente estudados. Foi ainda possível estudar a dependência da duração da bateria em função da carga da mesma, da potência da banda e da resistência eléctrica dos fios de aquecimento.

5.2 Limitações e Trabalho Futuro

A principal limitação inerente a este projecto é relativa ao *hardware* (no que diz respeito a memória RAM). Esta restrição mostrou-se um problema que (apesar de contornado) limitou o estudo da influência da espessura da camada de ar entre a superfície interior da luva e a pele.

Ainda devido a limitações de hardware, foi impossível considerar transferência de calor por radiação entre a luva e a mão aquando do estudo em regime transiente. Ainda assim (não considerando transferência de calor por radiação entre a luva e a mão), a simulação em estado transiente revelou-se uma tarefa trabalhosa, visto que foi necessário simular várias porções de tempo para obter uma simulação completa e definir variáveis (*funcionamento*) que de outra forma não seriam necessárias.

Todas as estratégias que permitiram contornar a falta de memória RAM levaram a uma outra limitação: dispêndio que tempo, que de outra forma seria aproveitado para aprofundar alguns assuntos, como por exemplo, estudar uma expressão que permitisse estipular o factor de vista no simulador (no estudo da transferência de calor por radiação *surface-to-surface*), em vez de se manipular a geometria.

De forma a completar o estudo realizado, poder-se-ia estudar um cenário de contacto entre a superfície exterior da luva e uma superfície sólida (por exemplo neve). Poderia ainda estudar-se a ocorrência de sudação e a influência da quantidade da mesma na transferência de calor. Adicionalmente poderia estudar-se a existência de sobreaquecimento e/ou sobrearrefecimento na superfície interior da luva assim como a existência de pontos de condensação/congelação do vapor de água/água no interior do laminado.

5.3 Apreciação final

O trabalho desenvolvido foi extremamente enriquecedor, pois permitiu tanto o aprofundamento de conceitos adquiridos durante o curso (de transferência de calor e CFD) como a aquisição de conhecimentos sobre novas áreas (como fisiologia, saúde e até meteorologia). A convergência de todos os conceitos e áreas exploradas num só trabalho, que permitiu, através da simulação em CFD, estudar tantos factores e chegar rapidamente a várias conclusões, mostrou-se fascinante. O facto deste projecto não ser meramente académico mas reflectir o estudo de um produto real foi uma experiencia motivadora.

Além do enriquecimento intelectual, por se ter realizado no CeNTI, este projecto foi extremamente enriquecedor tanto a nível profissional (pela aprendizagem dos métodos de trabalho de uma empresa) como pessoal (pela convivência com pessoas que lá trabalham).

Referências

- Barry, J. J. e Hill, R. W. Computational Modeling of Protective Clothing. *International Nonwovens Journal*, (2003).
- Brajkovic, D. e Ducharme, M. B. Finger dexterity, skin temperature, and blood flow during auxiliary heating in the cold. *J Appl Physiol*, **95**, 758-770 (2003).
- Brajkovic, D., Ducharme, M. B. e Frim, J. Influence of localized auxiliary heating on hand comfort during cold exposure. *J Appl Physiol*, **85**, 2054-2065 (1998).
- Brajkovic, D., Ducharme, M. B. e Frim, J. Relationship between body heat content and finger temperature during cold exposure. *J Appl Physiol*, **90**, 2445-2452 (2001).
- Castellani, J. W., Young, A. J., Ducharme, M. B., Giesbrecht, G. G., Glickman, E. e Sallis, R. E. Prevention of Cold Injuries during Exercise. *Medicine & Science in Sports & Exercise*, **38**, 2012-2029 (2006).
- Cena, K. e Clark, J. A. Thermal Insulation of Animal Coats and Human Clothing. *PHYS. MED. BIOL.*, **23**, 565-591 (1978).
- Cengel, Y. A. *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw Hill, 2002.
- Ducharme, M. B. e Tikuisis, P. Convective and Metabolic Heat in Human Upper Limbs during Thermal Stress in Water. *Fifth Int. Conf. on Environmental Ergonomics*, (1992).
- Enander, A. Performance and sensory aspects of work in cold environments: a review. *Ergonomics*, **27**, 365-378 (1984).
- Flir FLIR. Acedido a de <http://www.flir.com/>.
- Flouris, A. D., Cheung, S. S., Fowles, J. R., Kruisselbrink, L. D., Westwood, D. A., Carrillo, A. E. e Murphy, R. J. L. Influence of body heat content on hand function during prolonged cold exposures. *J Appl Physiol*, **101**, 802-808 (2006).
- Ford, A. e Ford, B. (2004). Thermal garments.
- Gaydos, H. F. e Dusek, E. R. Effects of localized hand cooling versus total body cooling on manual performance. *J. Appl. Physiol.*, **12**, 377-380 (1958).
- Geng, Q., Holmer, I., Hartog, D. E. A., Havenith, G., Jay, O., Malchaire, J., Piette, A., Rintamaki, H. e Rissanen, S. Temperature Limit Values For Touching Cold Surfaces with the Fingertip. *Ann Occup Hyg*, **50**, 851-862 (2006).
- Geographic, N. Everest, K2 Fast Facts - National Geographic Adventure Magazine. Acedido a 22-10-2009, de <http://adventure.nationalgeographic.com/>.
- Geographic, N. Everest, Return to Everest: Everest in 3D -- National Geographic. Acedido a 22-10-2009, de <http://adventure.nationalgeographic.com/everest/>
- Gerbing's Gerbing's Heated Clothing // Heated Gloves. Acedido a 22-10-2009, de <http://www.gerbing.com/Products/gloves.html>.
- Gibson, P. Modeling Heat and Mass Transfer from Fabric-Covered Cylinders. *Journal of Engineered Fibers and Fabrics*, **4**, (2009).
- Hambrey, M. J., Quincey, D. J., Glasser, N. F., Reynolds, J. M., Richardson, S. J. e Clemmens, S. Sedimentological, geomorphological and dynamic context of debris-mantled glaciers, Mount Everest (Sagarmatha) region, Nepal. *Quaternary Science Reviews*, **27**, 2361-2389 (2008).
- Havenith, G. *Individual Heat Stress Response*. 1996.

- Havenith, G., Heus, R. e Daanen, H. A. M. The hand in the cold, performance and risk. *Arct Med Res*, **54**, 37-47 (1995).
- Havenith, G., Van De Linde, E. J. e Heus, R. Pain, thermal sensation and cooling rates of hands while touching cold materials. *European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology*, **65**, 43-51 (1992).
- Heus, R., Daanen, H. A. M. e Havenith, G. Physiological criteria for functional of hands in the cold - a review. *Appl Ergon*, **26**, 5-13 (1995).
- Holton, J. R. An introduction to dynamic meteorology (2004).
- Instituto De Meteorologia Pressão Atmosférica. Acedido a 22-10-2009, de <http://www.meteo.pt/>.
- Iso11079:2007(E) (2007). Ergonomics of the thermal environment – Determination and interpretation of cold stress when using required clothing insulation (IREQ) and local cooling effects
- Kurazumi, Y., Tsuchikawa, T., Ishii, J., Fukagawa, K., Yamato, Y. e Matsubara, N. Radiative and convective heat transfer coefficients of the human body in natural convection. *Building and Environment*, **43**, 2142-2153 (2008).
- Lacy Iii, E. (2007). Electrically heated clothing article.
- Langer, M. (2004). Climate controlled glove for sporting activities.
- Lotens, W. Simulation of hand cooling due to touching cold materials. *European Journal of Applied Physiology and Occupational Physiology*, **65**, 59-65 (1992).
- Mason, N. P. e Barry, P. W. Altitude-related cough. *Pulmonary Pharmacology & Therapeutics*, **20**, 388-395 (2007).
- Mec Addheat Co., L. MEC Addheat Co., Ltd. Acedido a 22-10-2009, de <http://www.addheat.com>.
- Mondal, S. Phase change materials for smart textiles - An overview. *Applied Thermal Engineering*, **28**, 1536-1550 (2008).
- Moritz, A. R. e Henriques, F. C. The relative importance of time and surface temperatures in the causation of cutaneous burns. *Am J Pathol*, **23**, 695-720 (1947).
- Morton, R. e Provins, K. A. Finger numbness after acute local exposure to cold. *J Appl Physiol*, **15**, 149-154 (1960).
- Motorcycles, C. EXO2-StormShield-Heated-Motorcycle-Gloves. Acedido a 22-10-2009, de <http://www.cbxmanmotorcycles.com>.
- Nasa U.S. Standard Atmosphere. United States Air Force, Washington, D.C., 1976.
- Phetteplace, G. (2000). Integrating cold weather impacts on human performance into army M&S applications. 2000 Winter Simulation Conference.
- Pitts, D. R. e Sissom, L. E. *Schaum's Outline of Theory and Problems of Heat Transfer* McGraw-Hill, 1997.
- Salloum, M., Ghaddar, N. e Ghali, K. A new transient bioheat model of the human body and its integration to clothing models. *International Journal of Thermal Sciences*, **46**, 371-384 (2007).
- Sobera, M. P., Kleijn, C. R., Brasser, P. e Van Den Akker, H. E. A. (2004). A Multi-scale Numerical Study of the Flow, Heat, and Mass Transfer in Protective Clothing: 637-644.
- Tackore, A. (2001). Glove with incorporated adjustable heater.

- Tanabe, S.-I., Kobayashi, K., Nakano, J., Ozeki, Y. e Konishi, M. Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy and Buildings*, **34**, 637-646 (2002).
- Van Someran, R. N. M., Coleshaw, S. R. K., Mincer, P. J. e Keatinge, W. R. Restoration of thermoregulatory response to body cooling by cooling hands and feet. *J. Appl. Physiol.*, **53**, 1228-1233 (1982).
- Versteeg, H. K. e Malalasekera, W. *An introduction to Computational Fluid Dynamics, The finite volume method*. Longman Scientific & Technical, 1995.
- West, J. B. Prediction of barometric pressures at high altitudes with the use of model atmospheres. *J Appl Physiol*, **81**, 1850-1854 (1996).

Anexo 1 Obtenção das propriedades físicas e características do laminado

1.1 Obtenção da condutividade térmica da luva - k

Base Teórica

Se se representar a mão e a luva pelos cilindros equivalentes (que têm o mesmo comprimento e a mesma área superficial), obtém-se um sistema que pode ser esquematizado conforme a figura seguinte:

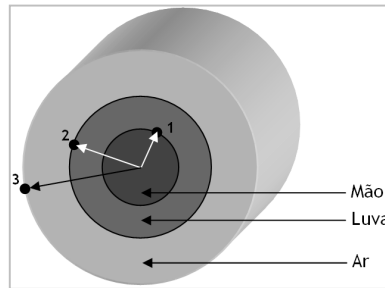


Figura 46: Esquema da mão coberta por uma luva rodeada por ar quando estão equiparados a cilindros concêntricos

A transferência de calor através do laminado processa-se por condução que, em estado estacionário, é descrita pela 1ª lei de Fourier:

$$Q = -k A \frac{dT}{dr} \Rightarrow Q = -k 2 \pi r L \frac{dT}{dr} \quad (8.1)$$

Quando aplicada a um cilindro e integrada entre (R_1, T_1) e (R_2, T_2) obtém-se:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\ln(R_2/R_1)}{2 k \pi L}} \quad (8.2)$$

Comparando a expressão anterior com a lei de Ohm conclui-se que a resistência térmica do laminado à transferência de calor por condução (R_{cl}) é dada por:

$$R_{cl} = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2 k \pi L} \quad (8.3)$$

O calor que passa pelo laminado sai para o exterior por convecção e radiação.

A transferência de calor por convecção pode ser descrita pela lei de Newton da convecção:

$$Q_c = h_c A (T_2 - T_3) \Rightarrow Q = h_c 2 \pi R_2 L (T_2 - T_3) \quad (8.4)$$

O fluxo de calor por radiação depende da potência de quarta ordem da temperatura (T^4). No entanto, apesar de se ter presente que é uma definição artificial, é possível equiparar a lei de Stefan-Boltzmann (para radiação) à lei de Newton (para convecção) definindo um coeficiente de transferência de calor por radiação (h_{rad}) que depende muito mais das temperaturas que o coeficiente convectivo. Por analogia com a definição matemática de coeficiente convectivo:

$$Q_{rad} = h_{rad} A (T_2 - T_3) \Rightarrow Q = h_{rad} 2 \pi R_2 L (T_2 - T_3) \quad (8.5)$$

No total tem-se:

$$Q = h_c A (T_2 - T_3) + h_{rad} A (T_2 - T_3) \Leftrightarrow Q = A (T_2 - T_3) (h_c + h_{rad}) \Rightarrow Q = A (T_2 - T_3) h_{global} \quad (8.6)$$

Analogamente à situação anterior, podemos obter a resistência térmica à transferência de calor através da camada de ar em torno da luva (R_{ar}) por:

$$R_{ar} = \frac{1}{h_{global} 2 \pi R_2 L} \quad (8.7)$$

Por fim, como se sabe que o calor que passa pelo laminado por condução é o mesmo que sai para o exterior por convecção e radiação, então:

$$Q = \frac{T_2 - T_1}{-R_{cl}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{ar}} \Rightarrow Q = \frac{T_1 - T_3}{R_{cl} + R_{ar}} \quad (8.8)$$

De onde se conclui que a resistência térmica total à transferência de calor é dada por:

$$R_T = R_{cl} + R_{ar} = \frac{\ln(R_2/R_1)}{2 k \pi L} + \frac{1}{h_{global} 2 \pi R_2 L} \quad (8.9)$$

Tendo em conta que se consegue medir experimentalmente a resistência térmica à transferência de calor através da camada de ar em torno da mão sem luva (ou a nu, R_{ar}^{Nu}), foi necessário relacionar R_{ar}^{Nu} com R_{ar} .

Analogamente ao que foi feito para encontrar R_{ar} :

$$R_{ar}^{Nu} = \frac{1}{h_{global} 2 \pi R_1 L} \quad (8.10)$$

Relacionando as duas resistências térmicas, obtém-se:

$$\frac{R_{ar}^{Nu}}{R_{ar}} = \frac{R_2}{R_1} \Rightarrow R_{ar} = \frac{R_{ar}^{Nu}}{f_{cl}} \quad (8.11)$$

Sendo f_{cl} a razão entre o raio maior e menor. Substituindo R_{ar} de acordo com a equação (8.9) e (8.11), obtém-se:

$$R_T = \frac{\ln(f_{cl})}{2 k \pi L} + \frac{R_{ar}^{Nu}}{f_{cl}} \quad (8.12)$$

Tendo em conta que quer R_T como R_{ar}^{Nu} podem ser medidos experimentalmente, a equação anterior permite calcular a valor médio de k para a luva em causa.

Método

Procedeu-se a uma experiência em estado estacionário em que se programou um manequim térmico para que tivesse uma temperatura superficial de 34°C estando dentro de uma câmara climática a 11°C (com humidade relativa de 50% e ventilação de 0,4 m s⁻¹).

Mediu-se a temperatura e as perdas de calor ao longo do tempo com e sem luva até se atingir o estado estacionário. Com os valores de estado estacionário obtiveram-se as resistências térmicas R_T e R_{ar}^{Nu} .

Calculou-se ainda a área superficial da luva e fez-se a equivalência entre as medidas da mão com e sem luva e as medidas de um cilindro, obtendo-se o valor de R_1 , R_2 e L .

Para medir a área superficial da luva, espalmou-se a luva e desenhou-se o contorno do corpo e dedo da luva numa folha de papel. Digitalizaram-se os contornos e, com o auxílio de um programa de edição de imagens, fizeram-se medições da área e perímetro de um objecto de medidas conhecidas (régua desenhada) e dos contornos (dedo e corpo da luva) em pixéis, convertendo depois para unidades métricas.

Aplicaram-se na equação (8.12) os resultados obtidos (R_1 , R_2 , L e os valores das resistências térmicas em estado estacionário) e retirou-se o valor da condutividade.

Na figura seguinte apresentam-se os contornos da luva e do dedo espalmados.

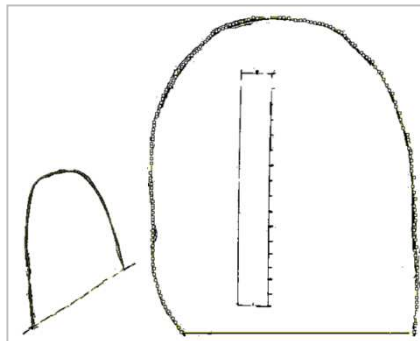


Figura 47: Contorno do corpo principal e do dedo da luva utilizado no programa de edição de imagem para calcular a área

Resultados

- Medidas da mão

Segunda a informação do fabricante do manequim térmico, a área superficial da mão é de $0,046 \text{ m}^2$. Mediu-se o comprimento da mão desde a ponta dos dedos até ao limite superior da zona térmica em causa - perto do punho). Obteve-se um comprimento de 19,0 cm.

Equiparando a área da mão à área de um cilindro, obteve-se um raio de 0,038 m.

- Medidas da luva

O comprimento da luva foi medido com esta calçada na mão do manequim até ao limite superior da zona térmica da mão. Obteve-se um comprimento de 21,6 cm.

Através dos resultados do programa de edição de imagens, obtiveram-se os resultados seguintes:

$$1 \text{ cm}^2 = 442,6 \text{ px}^2$$

$$1 \text{ cm} = 20,2 \text{ px}$$

$$\text{Área do corpo da luva} = 142\,141,0 \text{ px} = 336,3 \text{ cm}^2$$

$$\text{Perímetro do corpo da luva} = 1\,424,3 \text{ px} = 70,5 \text{ cm}$$

$$\text{Área do dedo} = 25\,642,0 \text{ px} = 60,7 \text{ cm}^2$$

$$\text{Perímetro do dedo} = 477,0 \text{ px} = 23,6 \text{ cm}$$

Refira-se que, mesmo espalmado ao máximo a luva, não se conseguiu uma espessura desprezável. A espessura da luva espalmada foi de aproximadamente 1 cm para a mão e de 0,5 cm para o dedo (ver esquema da Figura 48).

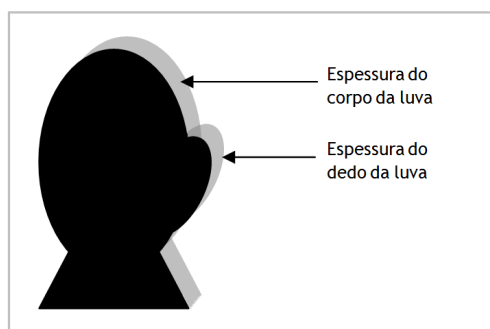


Figura 48: Esquema representativo da espessura (a cinzento) da luva espalmada (a preto)

Assim, foi necessário incluir a espessura da luva espalmada no cálculo da área. Estas espessuras podem ser representadas por um rectângulo que contorna a luva:

$$A_{\text{espessura do corpo da luva}} = 1 \text{ cm} \times P_{\text{mão}} \quad (8.13)$$

$$A_{\text{espessura do dedo}} = 0,5 \text{ cm} \times P_{\text{dedo}} \quad (8.14)$$

A área total da luva é dada pela expressão seguinte:

$$A_{\text{Total}} = 2 A_{\text{corpo}} + 2 A_{\text{dedo}} + A_{\text{espessura do corpo da luva}} + A_{\text{espessura do dedo}} \quad (8.15)$$

Obtendo-se a área da luva de 0.088 m^2 .

Equiparando a área da mão com luva à área de um cilindro (cuja altura será a mesma que a da mão - 19cm), obteve-se um raio de $0,073 \text{ m}$. Com o valor dos raios obtidos anteriormente obteve-se o valor do parâmetro $f_{\text{cl}} = \frac{R_2}{R_1}$.

Na Figura 60 apresenta-se um esquema da mão e da luva e os respectivos cilindros com a mesma área superficial e a mesma altura.

- Dados do manequim

Os resultados relativos à resistência térmica devolvidos pelo programa do manequim foram:

$$R_T = 0,574 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C W}^{-1}$$

$$R_{\text{ar}}^{\text{Nu}} = 0,071 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C W}^{-1}$$

Foi necessário multiplicar os resultados anteriores pela área da mão do manequim para que, aplicando na equação (8.12), as unidades fossem consistentes. Como resultado obteve-se:

$$R_T = 12,468 \text{ } ^\circ\text{C W}^{-1}$$

$$R_{\text{ar}}^{\text{Nu}} = 1,542 \text{ } ^\circ\text{C W}^{-1}$$

Aplicando os dados na equação (8.12) obtém-se uma condutividade de $0,0465 \text{ W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

1.2 Obtenção da difusividade térmica da luva - α

Base Teórica

A condução de calor em estado transiente é descrita pela segunda lei de Fourier:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \Rightarrow \frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (9.1)$$

Aplicando a equação anterior a uma placa semi-infinita com condições $T(0, x) = T_i$, $T(t, 0) = T_s$ e $T(t, \infty) = T_i$, obt m-se:

$$\frac{T - T_i}{T_s - T_i} = 1 - \operatorname{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} \right) \quad (9.2)$$

Nos momentos iniciais, apenas uma porção da espessura de uma placa finita é afectada pela transferência de calor. Assim, a distribuição de temperatura na porção que foi afectada é semelhante   da placa semi-infinita. Um critério que permite saber qual a porção a partir da qual se pode equipar a uma placa finita a uma placa semi-infinita é considerar que nesse ponto (x_{cr}) a temperatura não variou mais do que 1% em relação   superfície aquecida (Pitts *et al.*, 1997):

$$\frac{T - T_i}{T_s - T_i} < 0,01 \Rightarrow \frac{x}{2\sqrt{\alpha t}} > 1,825 \Rightarrow x_{cr} = 3,65 \sqrt{\alpha t} \quad (9.3)$$

Pode-se portanto considerar uma placa semi-infinita quando x_{cr} é inferior à espessura da placa.

Método

Procedeu-se a uma experiência em estado transiente em que se mediu a variação da temperatura no interior da luva (num ponto específico ao longo da sua espessura) ao longo do tempo. Para tal, colocou-se um sensor de temperatura no seu interior conforme apresentado no esquema seguinte.

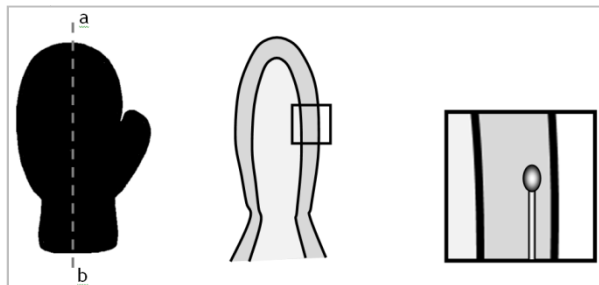


Figura 49: Esquema da posição do sensor na espessura da luva

Colocou-se a luva com o sensor de temperatura na câmara climática a 10  C durante 12h para uniformizar a sua temperatura.

Calçou-se a luva na mão do manequim, previamente aquecido até 34 °C (*setpoint* de temperatura), e registou-se a evolução das temperaturas no interior da luva (sensores embutidos na superfície do manequim), no local do sensor (com *datalogger* portátil) e no seu exterior (com câmara de infravermelho sendo a emissividade da luva de 0,92).

Após o fim da experiência, penetrou-se a luva com uma agulha até chegar à superfície do manequim de forma a medir a espessura da luva e procedeu-se da mesma forma para definir a localização do sensor.

Resultados

A espessura da luva medida com a agulha foi de 3,5 cm e a espessura medida até ao sensor foi de 0,8 cm. Considerando a superfície do manequim como a origem do eixo, então o sensor estará numa posição de $x = 2,7$ cm.

A partir dos dados do sensor, do manequim e da câmara de infra-vermelho, obtiveram-se as respectivas variações da temperatura ao longo do tempo conforme se apresenta na figura seguinte.

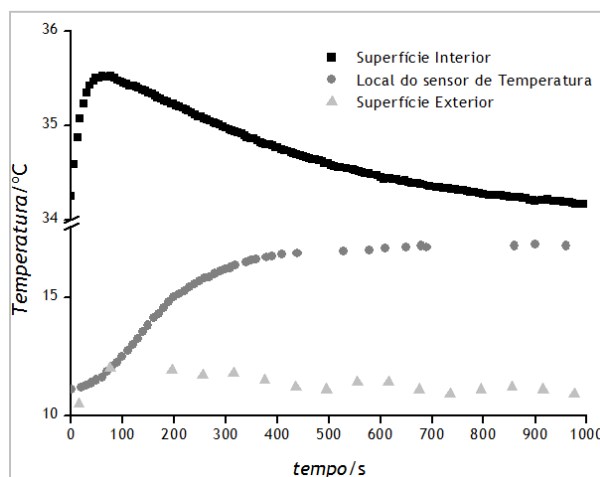


Figura 50: Temperatura na superfície interior e exterior da luva e no local do sensor de temperatura ao longo do tempo

Pela análise da Figura 50 verifica-se que, apesar de a temperatura no interior da luva (no local do sensor) ser elevada, na superfície exterior a temperatura mantém-se baixa e próxima da temperatura inicial. É ainda de salientar que a temperatura lida pela câmara de infravermelho tem um erro associado à leitura de $\pm 2^\circ\text{C}$ (Flir, 2009).

Para comprovar o comportamento de placa semi-infinita nos tempos iniciais aplicou-se aos dados experimentais a condição explicitada pela equação (9.3). Concluiu-se que se poderia considerar o laminado como placa semi-infinita até cerca de 90 segundos.

Nas figuras seguintes apresenta-se a temperatura na superfície interior da luva e no local do sensor ao longo dos primeiros 90 segundos.

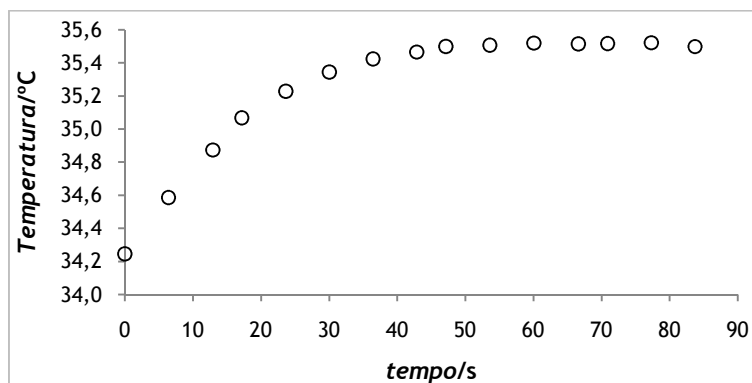


Figura 51: Temperatura na superfície interior da luva ao longo dos primeiros 90 s

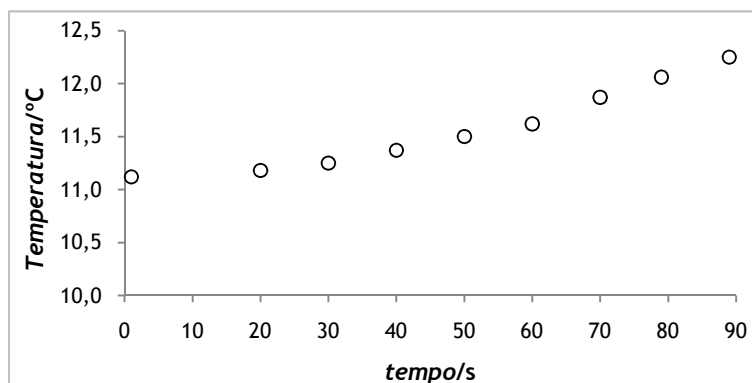


Figura 52: Temperatura no local do sensor ao longo dos primeiros 90 s

Pela análise da Figura 51 verifica-se que nos primeiros 90 segundos, apesar da variação da temperatura na superfície interior da luva ser inferior a 2 °C, efectivamente a temperatura não é constante. No entanto, esta é aproximadamente constante entre os 40 s e os 90 s.

Analisando a equação (9.1) entende-se que para $\frac{\partial T}{\partial t}$ menores, o erro associado ao cálculo da difusividade térmica (α) será maior. Na Figura 52 verifica-se que para tempos superiores a 40 s, $\frac{\partial T}{\partial t}$ é maior, originando um erro menor no cálculo da difusividade. Assim, considerou-se aceitável usar uma temperatura superficial média de 35,5 °C entre os 40 s e os 90 s de experiência, aplicando a solução da segunda lei de Fourier para placa semi-infinita.

Na figura seguinte apresenta-se a variação da difusividade térmica ao longo do tempo para os primeiros 90 s.

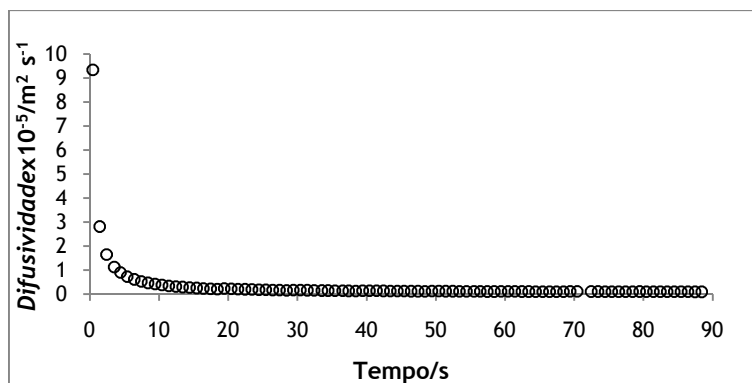


Figura 53: Difusividade térmica calculada para o intervalo entre 0 s e 90 s

Analisando a figura anterior verifica-se que, apesar de se esperar uma difusividade térmica constante, esta varia muito ao longo tempo dos instantes iniciais, reforçando a ideia de que nesses instantes a difusividade térmica terá maior erro associado.

Na figura seguinte apresenta-se a variação da difusividade térmica entre os 40s e os 90s.

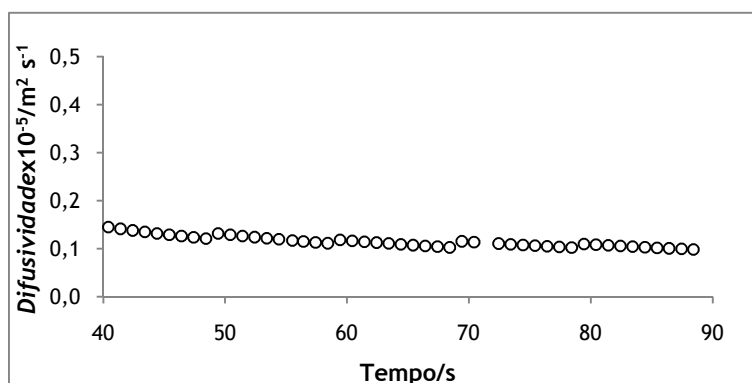


Figura 54: Difusividade térmica calculada para o intervalo usado (entre 40 s e 90 s)

Na figura verifica-se que a difusividade térmica é aproximadamente constante. A difusividade térmica média obtida (no intervalo entre 40s e 90s) foi de $1,15 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$.

Repare-se que se se tivesse considerado a temperatura da superfície interior da luva de 34°C (conforme seria correcto se não houvesse variação da mesma ao longo do tempo), a difusividade térmica seria 2,2 % superior à obtida considerando a referida temperatura $35,5^\circ\text{C}$. Assim, dadas as circunstâncias da experiência, reforça-se a ideia de que foi aceitável considerar que a temperatura na superfície interior da luva era de $35,5^\circ\text{C}$.

1.3 Obtenção da massa volúmica aparente da luva - ρ

Base Teórica

A massa volúmica aparente é uma propriedade referente a materiais porosos. Neste estudo pretende-se obter a massa volúmica aparente da luva, visto o material que compõe a luva ser poroso.

Método

Para obter a massa volúmica aparente da luva procedeu-se à medição da sua massa e posteriormente à medição do seu volume.

Para medir a massa pesou-se a luva numa balança electrónica.

Para avaliar o volume, mediu-se o deslocamento de água quando se introduzia a luva e a mão, estando a luva protegida por um saco plástico, visto que se pretendia não molhar a luva. Assim, marcaram-se dois níveis: n1- nível da água no recipiente com a mão e n2-nível da água no recipiente com a luva (e a mão dentro da luva). Após terem-se marcado os níveis, preencheu-se com água as diferenças entre níveis (e mediu-se o volume necessário com uma proveta graduada de 500 ml ($\pm 2,5$ ml)).

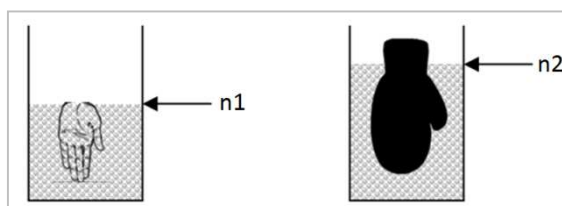


Figura 55: Esquema representativo das etapas do procedimento experimental para medição do volume

Resultados

- Massa

Obteve-se uma massa de 155,9 g nas três medições efectuadas.

- Volume

O volume desde o n1 até n2 equivale ao volume da luva.

$$V_{luva} = 1349,2 \text{ ml}$$

- Massa volúmica aparente:

$$\rho = \frac{\text{massa}}{\text{volume}} = 115,6 \text{ kg m}^{-3} \quad (10.1)$$

Anexo 2 Método de cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor

- Condições ambientais

O coeficiente convectivo de transferência de calor depende do escoamento e das propriedades do ar. Estas variam conforme a temperatura e pressão. A pressão depende, por sua vez, da altitude, latitude e estação do ano. Segundo West (1996) a pressão varia com a altitude de acordo com a equação (1.1), válida para latitudes próximas de 30°N (onde se encontra a maior parte das montanhas mais altas) no Verão, sendo também aplicável com um erro de 1% para outras estações do ano.

$$p = 133,322368 e^{(6,63268 - 1,112 \times 10^{-4} z - 1,49 \times 10^{-9} z^2)} \quad (1.1)$$

Com p em pascal e z em metro.

- Cálculo das propriedades do ar em condições de elevada altitude

Massa volúmica:

$$\rho = \frac{p_{ar}}{R T} \quad (1.2)$$

Na Figura 56 apresenta-se a variação da massa volúmica do ar em função da temperatura para pressão atmosférica.

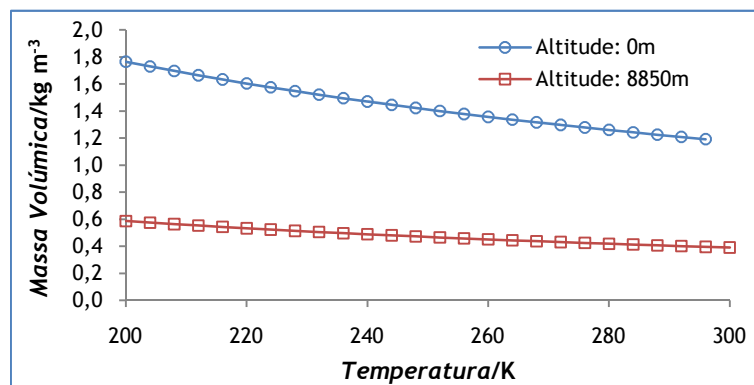


Figura 56: Massa volúmica do ar à pressão atmosférica para diferentes temperaturas

As propriedades seguintes foram estimadas através de correlações aplicadas a dados provenientes simulador COMSOL Multiphysics, visto que eram semelhantes aos encontrados noutras fontes, nomeadamente Lienhard IV *et al.* (2003). As correlações foram efectuadas para um intervalo de temperatura entre 200 K e 300 K.

Condutividade (T/K , $k/W\ m^{-1}\ K^{-1}$):

$$k = -5,09035 \times 10^{-8} T^2 + 1,08728 \times 10^{-4} T - 1,73125 \times 10^{-3} \quad (1.3)$$

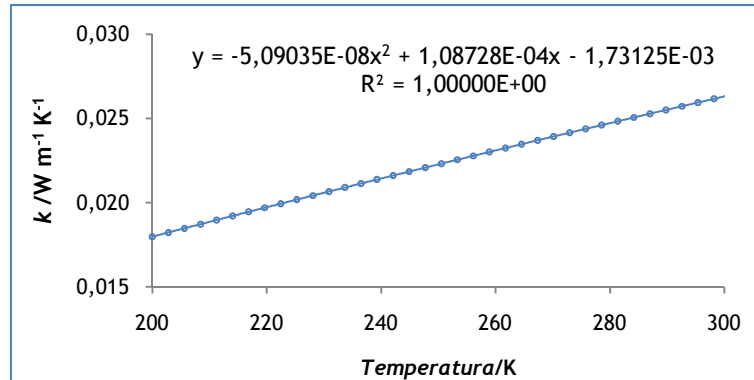


Figura 57: Variação da condutividade (k) com a temperatura (T)

Capacidade calorífica (T/K , $C_p/J\ kg^{-1}\ K^{-1}$):

$$C_p = -4,7359 \times 10^{-7} T^3 + 8,9721 \times 10^{-4} T^2 - 3,6466 \times 10^{-1} T + 1,0471 \times 10^3 \quad (1.4)$$

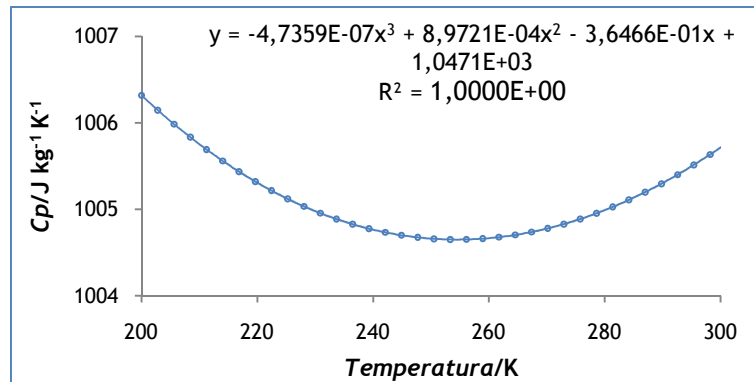


Figura 58: Variação da capacidade calorífica (C_p) com a temperatura (T)

Viscosidade (T/K , $\mu/Pa\ s$):

$$\mu = -4,60827 \times 10^{-11} T^2 + 7,62401 \times 10^{-8} T - 2,50218 \times 10^{-7} \quad (1.5)$$

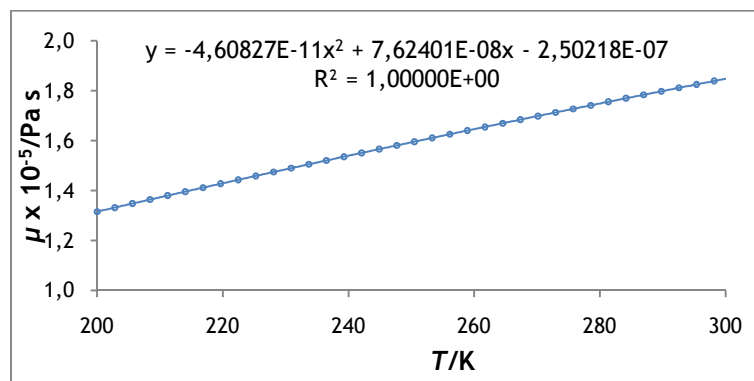


Figura 59: Variação da viscosidade (μ) com a temperatura (T)

- **Cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor**

Para calcular o coeficiente convectivo de transferência de calor consideraram-se duas situações: mão afastada do corpo e mão junto ao corpo.

Segundo Lienhard IV *et al.* (2003) o número de *Nusselt* pode ser calculado pela correlação seguinte, válida para geometria cilíndrica e fluxo cruzado e aplicável numa vasta gama de números de *Reynolds* ($10^2 < Re < 10^7$):

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282,000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (1.6)$$

É necessário calcular alguns números adimensionais cuja definição se apresenta:

$$Re = \frac{\rho D v}{\mu} \quad (1.7)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (1.8)$$

Pela definição do número de *Nusselt* obtém-se o coeficiente convectivo de transferência de calor:

$$Nu = \frac{h D}{k} \Leftrightarrow h = \frac{Nu k}{D} \quad (1.9)$$

Nas expressões anteriores, a dimensão característica, D , é o diâmetro dos cilindros cuja área superficial iguala a área superficial da luva (no caso da mão afastada do corpo) ou a área superficial do próprio corpo (no caso da mão junto ao corpo).

Na Figura 60 apresenta-se um esquema da mão e da luva (quando afastadas do corpo) e os respectivos cilindros com a mesma área superficial. Neste caso, o diâmetro do cilindro é obtido pela expressão seguinte:

$$D = \frac{\text{Área superficial da luva}}{\pi \times \text{comprimento da mão}} \quad (1.10)$$

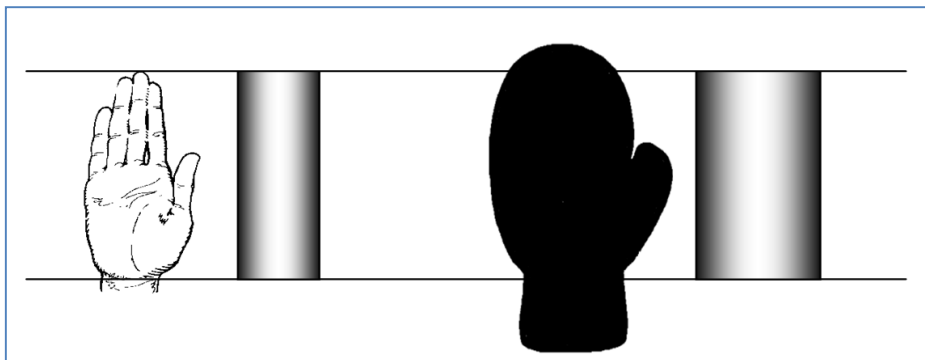


Figura 60: Esquema da mão e da luva e os respectivos cilindros com a mesma área superficial e a mesma altura

Quando a mão está próxima do corpo, o fluxo não será cruzado com a mão mas com o corpo, conforme está esquematizado na Figura 61, onde se apresenta o corpo e o cilindro com a mesma área superficial.

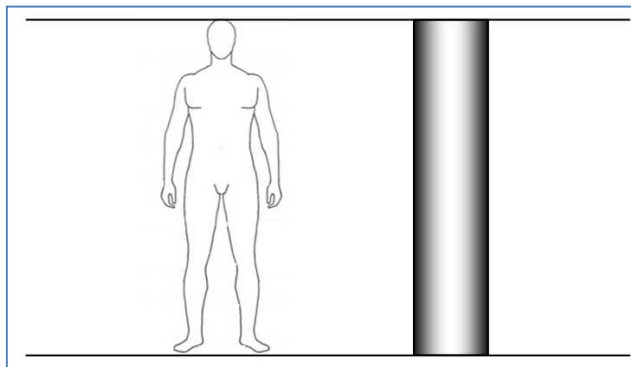


Figura 61: Esquema do corpo e o respectivo cilindro com a mesma área superficial e a mesma altura

Nesta situação, a dimensão característica será dada pela equação seguinte:

$$D = \frac{\text{Área superficial do corpo}}{\pi \times \text{altura}} \quad (1.11)$$

A título de exemplo, considerando as condições ambientais no cume do Monte Everest:

Temperatura do ar: -36 °C

Temperatura considerada na superfície da luva: -35,5 °C

Altitude: 8 850 m

Velocidade do ar: 25 m s⁻¹

Obtém-se uma pressão de 33 679 Pa e as seguintes propriedades do ar:

Condutividade: $k = 0,0212 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$

Viscosidade: $\mu = 1,525 \times 10^{-5} \text{ Pa s}$

Capacidade calorífica: $C_p = 1004,759 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

Massa volúmica: $\rho = 0,494 \text{ kg m}^{-3}$

Finalmente obtêm-se os valores dos números adimensionais que permitem chegar ao coeficiente convectivo de transferência de calor:

o Mão afastada do corpo:

$$D = 0,147 \text{ m}$$

$$Re = 118\,947$$

$$Pr = 0,72$$

$$Nu = 243,88$$

$$h = 35,24 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

o Mão junto ao corpo:

$$D = 0,334$$

$$Re = 270\,957$$

$$Pr = 0,72$$

$$Nu = 439,2$$

$$h = 27,86 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

Repare-se que, apesar de neste exemplo o valor da temperatura na superfície exterior da luva ter sido arbitrado, o cálculo de h é de facto um processo iterativo entre a temperatura da superfície externa da luva e o próprio coeficiente h , visto que este é avaliado à temperatura do filme (temperatura essa que depende do h).

Para o caso da mão afastada do corpo, implementando os dados anteriores na plataforma de simulação, obtêm-se os mesmos resultados que na solução analítica deste exemplo. No entanto, o simulador COMSOL Multiphysics permite proceder ao cálculo do coeficiente convectivo de transferência de calor em função da temperatura da superfície exterior da luva, pelo que se implementou o sistema iterativo no simulador.

Começou por se definir a geometria demonstrada na Figura 6, cujas características estão especificadas na Tabela 4.

Para cada subdomínio (ou camada) definiram-se as características dos respectivos materiais conforme especificado na Tabela 3 e apresentado na Figura 7.

De seguida definiram-se as expressões (conforme explicado anteriormente) que permitem calcular o coeficiente convectivo de transferência de calor (ver Figura 9).

Conforme se verifica na Figura 9, o $h_{\text{mão}}$ (coeficiente convectivo de transferência de calor com a mão afastada do corpo) e h_{corpo} (coeficiente convectivo de transferência de calor com a mão junto ao corpo) foram definidos à temperatura do filme (dependente da temperatura da superfície exterior da luva).

Na Figura 62 apresenta-se o resultado da simulação onde se verifica que a temperatura na superfície exterior da luva é de $-35,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

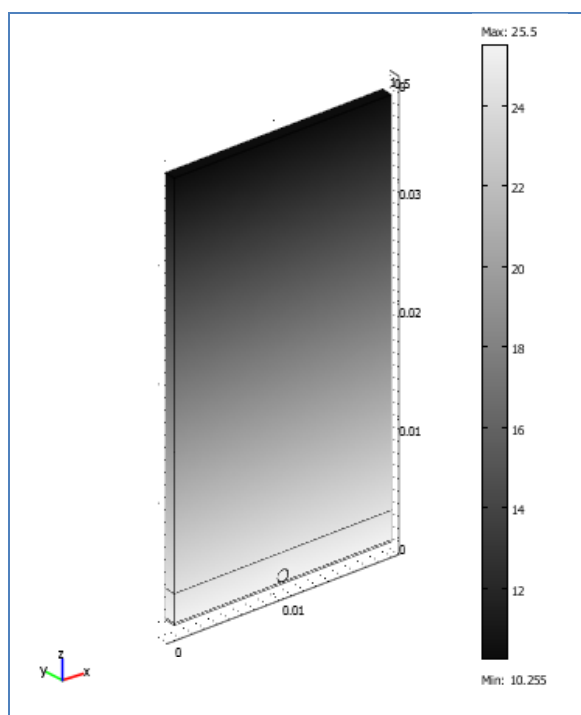


Figura 62: Temperatura/°C ao longo do laminado

Com este tipo de simulação é simples analisar a influência da temperatura, altitude ou ventilação no parâmetro h .

Na Tabela 15 encontram-se os valores deste parâmetro para uma altitude de 0 m e 8850 m, para temperaturas de -50 °C e 10 °C e para ventilações de 1 m s⁻¹ a 26 m s⁻¹.

Tabela 15: Coeficiente convectivo de transferência de calor para diferentes valores de ventilação em condições extremas de temperatura e altitude

Altitude:	8850 m		0 m	
Ventilação/m s ⁻¹	Temperatura			
	-50 °C	10 °C	-50 °C	10 °C
1	5,2	5,1	9,6	9,3
6	14,4	13,8	28,8	26,8
11	20,9	19,7	43,8	40,0
16	26,6	24,9	57,6	51,9
21	31,9	29,6	70,6	63,1
26	37,0	34,1	83,3	73,9

Na Figura 53 apresenta-se na forma gráfica os valores da Tabela 15 para uma melhor visualização da influência de vários parâmetros no valor do coeficiente convectivo de transferência de calor.

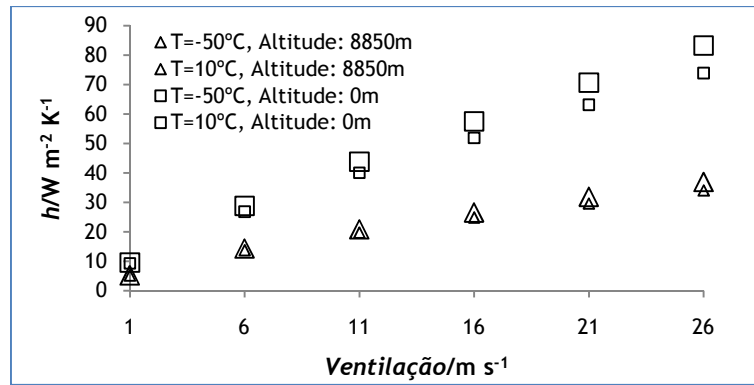


Figura 63: Coeficiente convectivo de transferência de calor para diferentes valores de ventilação em condições extremas de temperatura e altitude

A figura anterior mostra que a temperatura do ar não influencia tanto o valor de h como a ventilação e altitude (ou pressão). Para a mesma ventilação e temperatura, o coeficiente convectivo de transferência de calor é superior para uma altitude mais baixa. Isto deve-se ao facto de, a uma altitude mais baixa, a pressão atmosférica ser mais elevada, o que implica uma maior densidade do ar e consequentemente maiores números de *Reynolds* e de *Nusselt*, o que, por sua vez, implica um maior coeficiente convectivo de transferência de calor. Assim, para as mesmas condições de ventilação e temperatura, a perda de calor por convecção é maior ao nível do mar do que a 8850 m de altitude.

Repare-se que os cenários simulados não correspondem a situações reais no Monte Everest, mas são apenas um exemplo ilustrativo da variação do valor do coeficiente convectivo de transferência de calor, com os parâmetros referidos.

Refira-se por último que o valor de h foi obtido com base numa correlação, nomeadamente a equação (1.6), que é válida para $10^2 < Re < 10^7$. Na tabela seguinte apresentam-se os valores de Re para as condições limite consideradas.

Tabela 16: Números de Reynolds para as condições extremas consideradas na Tabela 15

Altitude:	8850 m		0 m	
Ventilação/m s ⁻¹	Temperatura			
	-50 °C	10 °C	-50 °C	10 °C
1	5 336	3 449	16 043	10 369
26	138 736	89 664	417 128	269 586

Analisando a Tabela 16 verifica-se que a correlação para o cálculo do Nu (equação(1.6)) é válida para as condições consideradas.

Anexo 3 Fluxo de calor numa mão

Salloum *et al.* (2007) apresentam um modelo do sistema de termorregulação do corpo humano. Segundo eles, as equações de balanço energético devem ser escritas para cada um dos quatro n os considerados: interior, pele, sangue arterial e sangue venoso.

O balanço energético   pele, por exemplo, é dado pela expressão seguinte:

$$C_{sk} \frac{dT_{sk}}{dt} = \underbrace{M_{sk}}_{\text{Calor Metabolico}} + \underbrace{K(T_{core} - T_{sk})}_{\text{Do interior para a pele}} + \underbrace{\dot{m}_{sk} C_{bl} (T_{core} - T_{sk})}_{\text{Do sangue para a pele}} - \underbrace{A_{sk} [h_c (T_{sk} - T_{\infty}) + h_r (T_{sk} - T_{mrt}) + h_e (P_{sk} - P_{\infty})]}_{\text{Perdas para ambiente}} \quad (2.1)$$

Onde:

C_{sk}	Capacitância térmica da pele	$J K^{-1}$
M_{sk}	Calor metabólico produzido pela pele (em condições basais)	W
K	Condutância dos tecidos entre o interior da mão e a pele	$W K^{-1}$
T_{core}	Temperatura no interior da mão	$^{\circ}C$
T_{sk}	Temperatura da pele	$^{\circ}C$
$\dot{m}_{sk}$	Caudal de sangue na pele	$kg s^{-1}$
C_{bl}	Capacitância térmica do sangue	$J K^{-1}$
A_{sk}	área da superfície da mão	m^2
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W m^{-2} K^{-1}$
T_{∞}	Temperatura do meio	$^{\circ}C$
h_r	Coefficiente de transferência de calor por radiação	$W m^{-2} K^{-1}$
T_{mrt}	Temperatura média radiante	$^{\circ}C$
h_e	Coefficiente de transferência de calor por evaporação	$W m^{-2} K^{-1}$
P_{sk}	Pressão de vapor na pele	kPa
P_{∞}	Pressão de vapor no ambiente	kPa

Por sua vez o caudal de sangue na pele depende do estado térmico (vasoconstrição ou vasodilatação) que varia tanto com a temperatura da pele como da temperatura do interior. É assim calculado pelas expressões seguintes:

$$\dot{m}_{sk} = \frac{\dot{m}_{sk,dil} - \dot{m}_{sk,con}}{\dot{m}_{sk,basal}} \quad (2.2)$$

Em condições de vasodilatação e vasoconstrição, o caudal de sangue é dados pelas equações (2.3) e (2.4), respectivamente.

$$\dot{m}_{sk,dil} = \begin{cases} \dot{m}_{sk,basal} & T_{core} \leq 36.8 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \frac{T_{core}-36.8}{37.2-36.8} (\dot{m}_{sk,max} - \dot{m}_{sk,basal}) + \dot{m}_{sk,basal} & 36.8 \text{ }^{\circ}\text{C} < T_{core} < 37.2 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \dot{m}_{sk,max} & T_{core} \geq 37.2 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (2.3)$$

$$\dot{m}_{sk,con} = \begin{cases} \dot{m}_{sk,min} & T_{sk} \leq 27.8 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \frac{T_{sk}-27.8}{33.7-27.8} (\dot{m}_{sk,basal} - \dot{m}_{sk,min}) + \dot{m}_{sk,min} & 27.8 \text{ }^{\circ}\text{C} < T_{sk} < 33.7 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \dot{m}_{sk,basal} & T_{sk} \geq 33.7 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (2.4)$$

Onde:

$\dot{m}_{sk,dil}$	Caudal de sangue na pele em condições de vasodilatação
$\dot{m}_{sk,con}$	Caudal de sangue na pele em condições de vasoconstrição
$\dot{m}_{sk,basal}$	Caudal de sangue na pele em condições basais
$\dot{m}_{sk,min}$	Caudal mínimo de sangue na pele
$\dot{m}_{sk,max}$	Caudal máximo de sangue na pele

O cálculo do calor transferido da mão para o ambiente através das expressões acima referidas implicaria estimar valores para um conjunto de variáveis, como por exemplo a T_{core} e outras variáveis que permitiriam calcular P_{sk} e P_{∞} . Estas estimativas certamente não corresponderiam à realidade. A alternativa seria implementar todo o modelo proposto por Salloum *et al.* (2007) para a transferência de calor no corpo humano, algo que ultrapassaria o âmbito deste projecto.

Tendo em conta que a pele da mão está rodeada por uma luva, será razoável considerar que a transferência de calor da pele para o ambiente que a rodeia (luva) acontece apenas por

condução. Por outro lado, o único termo da equação (2.1) que não depende directamente de outras variáveis é o calor metabólico basal da mão.

Considerar que a perda de calor da mão para o ambiente que a rodeia decorre apenas da produção de calor basal (em condições de termoneutralidade) e se processa por condução, implica estimar a perda de calor na mão por defeito. Assim, ao projectar a banda de aquecimento, o valor da sua potência será sempre por excesso, não havendo risco de a capacidade de aquecimento por parte da banda ser insuficiente.

Segundo o modelo proposto por Salloum *et al.* (2007) apenas a pele e interior produzem calor metabólico. O calor metabólico basal da pele é de 0,093 W e do interior é de 0,095 W. Nas condições acima descritas, o calor perdido pela mão para o exterior é dado pela soma dos calores basais da pele e interior: 0,188 W.

Tanabe *et al.* (2002) propõem um modelo de termorregulação composto por dezasseis segmentos e quatro nós. Para a mão, o calor metabólico basal produzido pela camada interior é de 0,045 W, pela camada de gordura é de 0,023 W, pela camada de pele é de 0,050 W e pela camada de músculo (não considerando trabalho externo nem tremores) é de 0,022 W. Nas condições acima descritas, o calor perdido pela mão para o exterior é dado pela soma dos calores basais de cada camada: 0,140 W.

Lotens (1992), citando Raman *et al.* (1975), refere que o calor produzido pela mão é cerca de 0,25 W.

Existem, portanto, diferentes estimativas para o parâmetro em questão, pelo que se optou pelo valor intermédio, 0,188 W.

Anexo 4 Cálculo das resistências térmicas condutivas, radiantes e convectivas

O fluxo de calor pode ser equiparado ao fluxo de corrente eléctrica:

$$\text{Fluxo de corrente eléctrica: } I = \frac{V_1 - V_2}{R_e} \quad (6.1)$$

$$\text{Fluxo de calor: } q = \frac{T_1 - T_2}{R} \quad (6.2)$$

Da mesma forma, a resistência térmica pode ser equiparada à resistência eléctrica, sendo R_e a resistência eléctrica na equação (6.1) e R a resistência térmica na equação (6.2) .

Pode-se calcular a resistência condutiva, convectiva e radiante, para placa plana e estado estacionário, da seguinte forma:

$$\text{Condução: } Q_{cond} = \frac{k A}{L} (T_1 - T_2) \quad R_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{q_{cond}}, \quad R_{cond} = \frac{L}{k} \quad (6.3)$$

$$\text{Convecção: } Q_{conv} = h_{conv} A (T_2 - T_\infty) \quad R_{conv} = \frac{T_2 - T_\infty}{q_{conv}}, \quad R_{conv} = \frac{1}{h_{conv}} \quad (6.4)$$

$$\text{Total: } R_{Total} = \frac{T_1 - T_\infty}{q_{total}}$$

Para condução em série com radiação e convecção em paralelo tem-se:

$$R_{Total} = R_{cond} + \frac{1}{\frac{1}{R_{conv}} + \frac{1}{R_{rad}}} \Leftrightarrow R_{rad} = \frac{1}{\frac{1}{R_{Total} + R_{cond}} - \frac{1}{R_{conv}}} \quad (6.5)$$

A equação (6.5) permite calcular a resistência radiante.

Na tabela seguinte apresentam-se os resultados das resistências térmicas obtidas para cada cenário estudado para uma emissividade de 0,92 na superfície exterior da luva.

Tabela 17: Cenários considerados para uma altitude de 8850 m e respectivos fluxos de calor e resistências térmicas

Cenários:	I	II	III	IV
Temperatura do ar/ °C	-36	-36	-19	-19
Ventilação/ m s ⁻¹	16,7 ^(*)	1,0	16,7 ^(*)	1,0
Temperatura mínima na mão/ °C	25,5			
Potência da banda/ W m ⁻²	71,8	64,3	50,8	45,8
Temperatura no exterior da luva/°C	-33,4	-27,6	-17,2	-13,3
Fluxo de calor Total/W m ⁻²	75,8	68,3	54,8	49,8
Fluxo de calor por Condução/W m ⁻²	75,8	68,3	54,8	49,8
Fluxo de calor por Convecção/W m ⁻²	68,6	43,7	48,4	29,6
Fluxo de calor por Radiação/W m ⁻²	7,2	24,6	6,4	20,2
Resistência Total/°C m ² W ⁻¹	0,81	0,90	0,81	0,89
Resistência Condutiva/°C m ² W ⁻¹	0,78	0,78	0,78	0,78
Resistência Convectiva/°C m ² W ⁻¹	0,04	0,19	0,04	0,19
Resistência Radiante/°C m ² W ⁻¹	0,35	0,34	0,29	0,28

Anexo 5 Equivalência entre condições fronteira de temperatura constante e de fluxo de calor na mão e na banda de aquecimento

Para estudar as perdas de calor em diversas condições atmosféricas, fizeram-se simulações paramétricas em relação à potência da banda, para uma emissividade constante de 0,92, de forma a encontrar a potência exacta que permitiria obter uma temperatura mínima junto à pele de 25,5 °C. Considerou-se esta temperatura por ser a temperatura média de conforto (entre 23 °C e 28 °C), ao longo do tempo. Simularam-se os cenários de I a IV especificando a potência encontrada pelo ajuste.

Quando se estudou a influência da emissividade na superfície exterior da luva, optou-se por arbitrar a condição fronteira de temperatura constante junto à pele (25,5°C) para uma obtenção de resultados menos trabalhosa e portanto mais rápida e uma análise mais fácil da influência da emissividade na superfície exterior da luva.

Na realidade, a temperatura junto à pele não é constante, será mais quente nos locais onde os fios de aquecimento estão mais próximos da pele. No entanto, e visto que se considerou que a distância de aproximadamente 7 mm entre fios seria suficiente para manter a temperatura uniformemente distribuída pela pele, optou-se por impor uma condição fronteira de temperatura constante. É necessário, no entanto, verificar que estas duas abordagens são idênticas, ou seja, que impor uma dada temperatura junto à pele (como condição fronteira) é semelhante a impor a potência que resulta na referida temperatura junto à pele. Para tal, realizaram-se simulações para os vários cenários, e de acordo com as duas abordagens referidas (Temperatura Especificada versus Potência Especificada). Os resultados das duas abordagens são apresentados na tabela seguinte:

Tabela 18: Comparação entre as duas abordagens de simulação usadas para estudo da influência da emissividade

Abordagens		Cenário: I II III IV			
Potência Especificada	Potência da banda / W	71,8	64,2	50,8	45,8
	Fluxo de Calor Total / W m ⁻²	75,8	68,3	54,8	49,8
	Temperatura no exterior da Luva / °C	-33,4	-27,6	-17,2	-13,3
Temperatura Especificada	Temperatura na pele/°C	25,5			
	Fluxo de Calor Total/ W m ⁻²	73,3	66,2	53,0	48,3
	Temperatura no exterior da Luva/ °C	-33,5	-27,9	-17,2	-13,5
Diferença de Fluxos %		3,4	3,1	3,3	3,0
Diferença de Temperaturas %		0,3	0,9	0,4	1,3

Analisando a tabela anterior verifica-se que a diferença relativa máxima obtida foi de 3,4 % entre os fluxos totais no Cenário I. Todas as diferenças entre os resultados das duas abordagens são inferiores a 3,4%. As diferenças obtidas poderão dever-se a erros inerentes aos ajustes lineares. Obteve-se, por ajuste linear, uma potência que originaria uma temperatura mínima (e não média) de 25,5 °C junto à pele, em oposição à outra condição, em que se especificou uma temperatura de 25,5°C como condição fronteira em toda a superfície da pele. Explica-se assim que o fluxo de calor na condição de Temperatura Especificada esteja por defeito em relação à condição de Potência Especificada. Compreendidos os motivos da diferença, considerou-se válida a equivalência entre as abordagens, sendo que qualquer pequena diferença entre as duas abordagens (menor que 3,4%) terá sempre os valores da segunda condição por defeito.

Anexo 6 Radiação solar e atmosférica

Segundo Cengel (2002), o Sol emite continuamente $3,8 \times 10^{26}$ W de radiação, sendo que apenas 1373 W m^{-2} atinge a atmosfera terrestre (constante solar, G_{solar}). A radiação solar alcança a atmosfera e   reflectida ou emitida pelos seus constituintes, originando a radiação atmosférica. A radiação atmosférica consiste em radiação solar difusa (G_d) e radiação solar directa (G_D). A energia solar total incidente na Terra é dada por:

$$G_{solar} = G_D \cos \theta + G_d \quad (8.1)$$

onde θ é o ângulo de incidência da radiação solar directa (ver Figura 64).

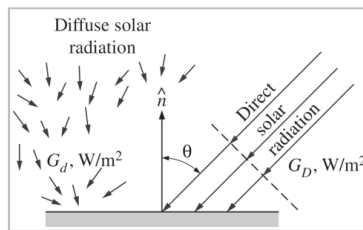


Figura 64: Radiação directa e difusa incidente num plano horizontal na superfície terrestre (adaptado de Cengel (2002))

A radiação difusa varia entre 10% (num dia claro) e 100% (num dia totalmente enublado) da radiação solar total.

Em cálculos sobre radiação, é conveniente tratar a atmosfera como um corpo negro a temperaturas fictícias mais baixas que emite uma quantidade equivalente de energia radiante. Esta temperatura equivalente   a temperatura efectiva da atmosfera, T_{atm} . As emissões radiantes da atmosfera para a superfície terrestre são expressas por:

$$G_{atm} = \sigma T_{atm}^4 \quad (8.2)$$

Tomando a absortividade da superfície igual   sua emissividade, $\alpha = \varepsilon$:

$$E_{atm,absorvida} = \alpha G_{atm} = \alpha \sigma T_{atm}^4 = \varepsilon \sigma T_{atm}^4 \quad (8.3)$$

O balanço energético entre uma superfície e a radiação solar e atmosférica a que está exposta é dado por (ver Figura 65):

$$q = \sum E_{absorvida} - \sum E_{emitida} \quad (8.4)$$

$$q = E_{solar,absorvida} + E_{atm,absorvida} - E_{emitida} \quad (8.5)$$

$$q = \alpha_s G_{solar} + \varepsilon \sigma (T_{atm}^4 - T_s^4) \quad (8.6)$$

Onde α_s é a absorptividade da superfície do objecto à temperatura efectiva do Sol (5780 K), ϵ é a emissividade do objecto à temperatura da sua superfície, T_{atm} é a temperatura efectiva da atmosfera, T_s é a temperatura da superfície do objecto.

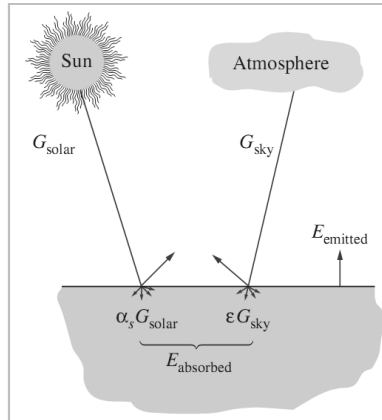


Figura 65: Interações entre a radiação solar e atmosféricas incidentes num corpo na superfície terrestre (adaptado de Cengel (2002))

Para estimar qual o fluxo radiante desperdiçado por usar um revestimento metalizado, considerou-se que este seria composto por uma folha de alumínio. O alumínio em folha tem uma absorptividade solar de 0,15 e uma emissividade à temperatura ambiente de 0,05. Estipulou-se uma absorptividade solar da superfície da luva como a absorptividade média de 0,28 (entre 0,1 e 0,45 para uma temperatura de 10 000 °R, conforme se verifica na figura seguinte):

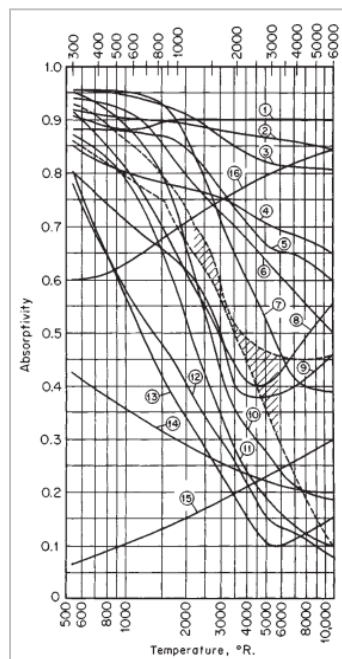


Figura 66: Variação da absorptividade com a temperatura da fonte de radiação. As duas linhas a tracejado limitam os dados relativos a vários materiais, inclusive vários tecidos (adaptado de Perry (1997))

Aplicando a equação (8.6) a cada um dos cenários (ver Tabela 20), com as constantes especificadas na Tabela 19, obtêm-se os fluxos radiantes que a luva poderia receber com ou sem revestimento.

Tabela 19: Constantes usadas no balanço entre um objecto na superfície da Terra e o Sol e atmosfera

Constante solar:	1373 W m^{-2}
Constante de Boltzmann:	$5,67 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$
Absortividade do alumínio em folha:	0,15
Emissividade do alumínio em folha:	0,05
Absortividade da superfície da luva:	0,28
Emissividade da superfície da luva:	0,92

Tabela 20: Resultados do balanço entre um objecto na superfície da Terra e o Sol e atmosfera

Cenários:	I	II	III	IV
$T_{atm}/^{\circ}\text{C}$	-36,00	-36,00	-19,00	-19,00
$T_s /^{\circ}\text{C}$	-33,53	-27,87	-17,22	-13,46
q (com revestimento)/ Wm^{-2}	205,57	204,66	205,61	204,88
q (sem revestimento)/ Wm^{-2}	377,46	360,62	378,28	364,83
Fluxo ganho com revestimento relativo ao fluxo ganho sem revestimento / %	54,46	56,75	54,36	56,16

Analisando a Tabela 20 verifica-se que ao revestir a luva com um material de muito baixa emissividade, esta ganha pouco mais de metade do que ganharia se não tivesse revestimento.

Anexo 7 Resistência condutiva do fio de aquecimento

Estudou-se qual a importância da resistência térmica do fio na banda de aquecimento a simular de forma a saber se este pode ou não ser desprezado na simulação.

Apesar da resistência dos fios não ser uniformemente distribuída, equiparou-se o fio a uma camada do laminado (porque os fios estão espaçados de aproximadamente apenas 7 mm).

Assim calculou-se a resistência térmica do laminado sem fio (isolamento (A) + polar (B) + forro (C)) pela expressão seguinte:

$$R_{\text{laminado}} = \frac{l_A}{k_A} + \frac{l_B}{k_B} + \frac{l_C}{k_C} = \frac{0.035}{0.0465} + \frac{0.0025}{0.0455} + \frac{0.00017}{0.0425} = 0.81163 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

Calculou-se a resistência térmica do fio de aquecimento (D) (cilindro) equiparando-o a uma camada com a forma da camada A, B ou C (ver Figura 6), obtendo-se a altura equivalente (ver Figura 67):

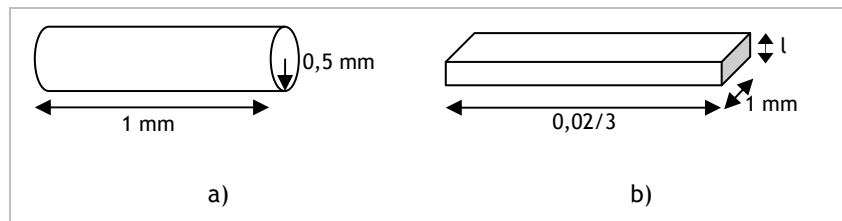


Figura 67: Representação do fio de aquecimento a) na forma cilíndrica e b) na forma paralelep dica

$$V_{\text{cilindro}} = V_{\text{paralelep dico}} \Leftrightarrow \pi \cdot (0,5 \times 10^{-3})^2 \cdot 1 \times 10^{-3} = \frac{0,02}{3} \cdot l \cdot 1 \times 10^{-3} \Leftrightarrow l = 1,18 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Então a resistência equivalente do fio de aquecimento  :

$$R_{\text{fio}} = \frac{l_D}{k_D} = \frac{1,18 \times 10^{-4}}{44,5} = 2,65 \times 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

Ou seja, a resistência térmica do fio representa $3,26 \times 10^{-4} \%$ da resistência térmica total:

$$\% R_{\text{fio}} = \frac{R_{\text{fio}}}{R_{\text{fio}} + R_{\text{laminado}}} \times 100 = 3,26 \times 10^{-4} \%$$

Anexo 8 Configuração do *solver* em estado transiente

Configurar o *solver* em estado transiente inclui configurar o método e o passo de integração. Na Figura 68 e Figura 69 é apresentada a interface onde se podem definir os parâmetros referidos.

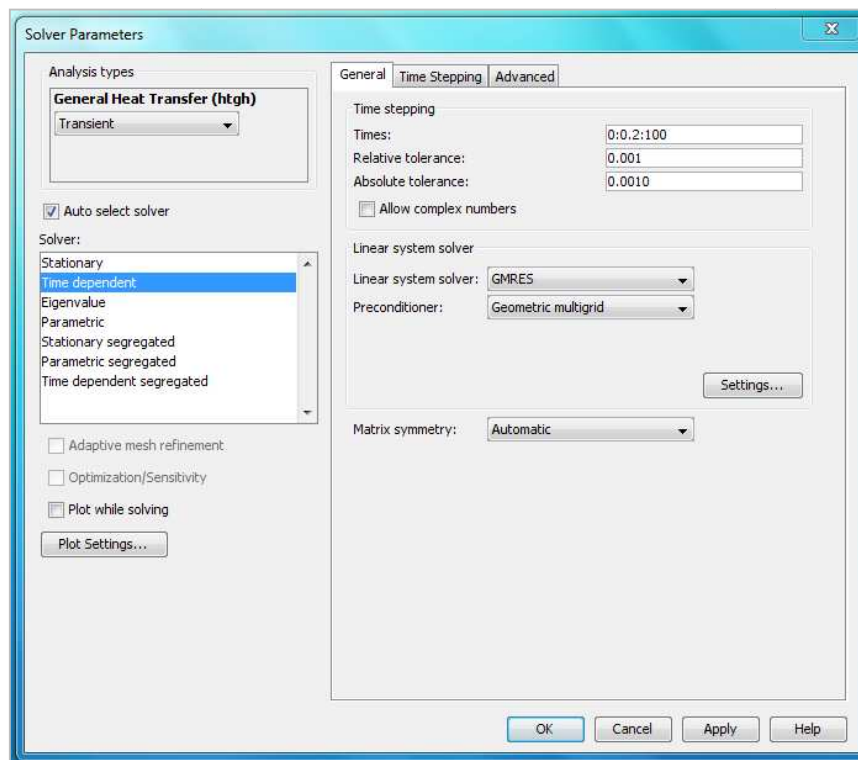


Figura 68: Parâmetros gerais definidos para simulação transiente

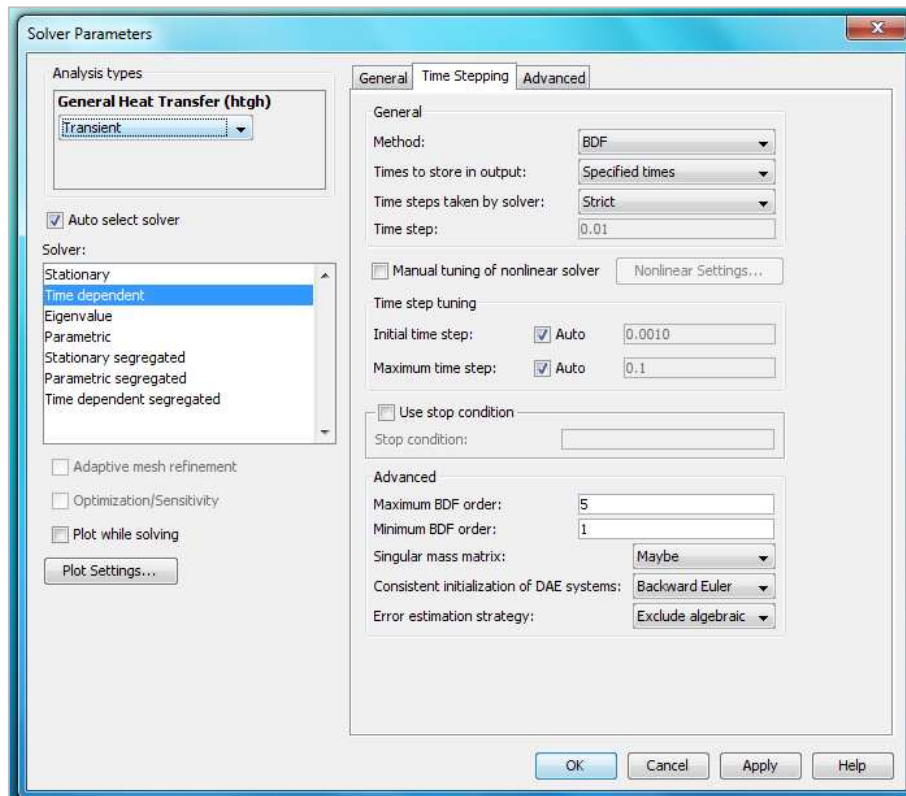


Figura 69: Parâmetros relativos ao passo de integração definidos para simulação transiente

O método de integração escolhido foi BDF (*backward differentiation formula*), por ser mais robusto e mais usado para uma gama maior de problemas.

Para controlar como o simulador selecciona os passos de integração, há que seleccionar a opção apropriada em *time steps taken by solver* cujas opções são:

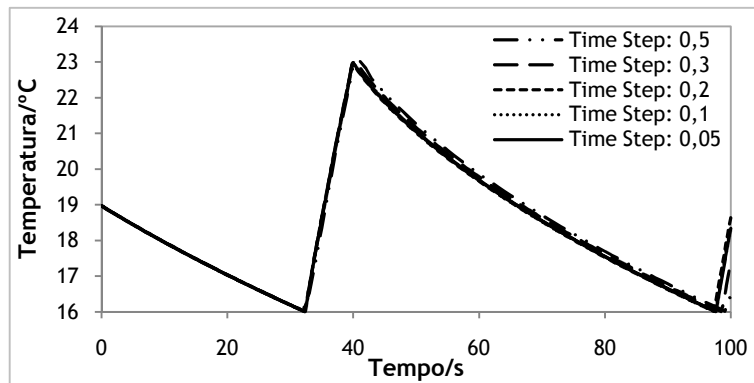
Free: os passos de integração são escolhidos arbitrariamente, ignorando o intervalo imposto no *Times* (Figura 68). A tolerância absoluta e relativa (Figura 68) controlam o erro em cada passo de integração. Assim é necessário impor estes parâmetros correctamente para manter a precisão.

Strict: os passos de integração são escolhidos conforme o intervalo imposto no *Times* (Figura 68), adicionando passos de integração intermédios se for necessário. Esta opção deve ser usada quando uma equação envolve impulsos ou irregularidades que não devem ser ultrapassadas pelo passo de integração.

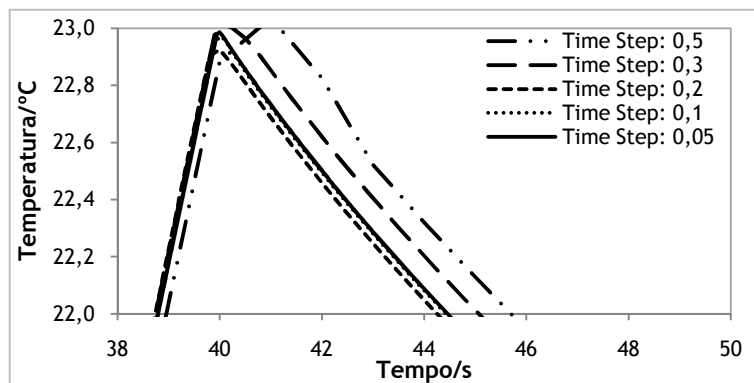
Intermediate: atribui ao solver alguma liberdade para escolher os seus próprios passos de integração, no entanto restringe-o para tomar no mínimo um passo de integração em cada intervalo do *Times* (Figura 68).

Conclui-se que a melhor opção será a *Strict* visto que é a que melhor se aplica a impulsos ou irregularidades que não devem ser ultrapassadas pelo passo de integração.

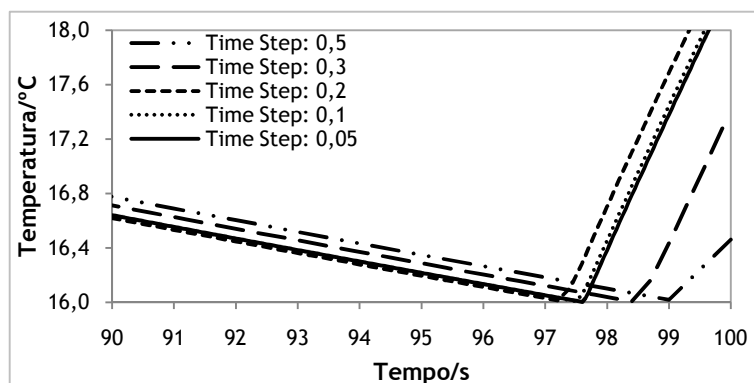
Mantém-se ainda a dúvida relativamente ao passo de integração adequado. Assim, fizeram-se testes de forma a perceber qual o passo de integração máximo que permite resultados exactos. Na Figura 70 apresenta-se a variação da temperatura ao longo do de 100 s com diferentes passos de integração: 0,5s, 0,3s, 0,2s, 0,1s e 0,05s.



a)



b)



c)

Figura 70: a) Variação da temperatura no fio com o tempo ao longo de 100s para uma potência de 500 W m^{-2} , b) onde se salienta o instante em que a banda desliga e c) onde se salienta o instante em que a banda liga

Pela análise das figuras anteriores conclui-se que o passo de integração máximo para que não ocorram erros significativos é de 0,1s. Repare-se que os erros se propagam de tal forma que apesar de para os tempos iniciais as curvas serem coincidentes, com o decorrer do tempo as diferenças se acumulam originando erros significativos. No entanto, e por uma questão de compromisso entre exactidão dos resultados e tempo de simulação (que implicaria várias horas em cada simulação), optou-se por usar um passo de integração de 0,2s.

Anexo 9 Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade

Nas tabelas seguintes são apresentados os pontos usados nos gráficos da Figura 20, referentes ao estudo da influência da emissividade do revestimento da luva.

Tabela 21: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário I

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Convectivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no exterior da luva/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	0,416	72,544	72,960	-33,30
0,15	1,234	71,762	72,996	-33,33
0,25	2,035	70,997	73,032	-33,35
0,35	2,818	70,249	73,067	-33,38
0,45	3,585	69,516	73,100	-33,41
0,55	4,335	68,799	73,134	-33,44
0,65	5,070	68,096	73,166	-33,46
0,75	5,790	67,408	73,198	-33,49
0,85	6,495	66,734	73,229	-33,51
0,95	7,186	66,074	73,260	-33,54

Tabela 22: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário II

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Convectivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no exterior da luva/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	1,877	60,121	61,997	-24,46
0,15	5,349	57,317	62,666	-25,00
0,25	8,493	54,778	63,272	-25,49
0,35	11,356	52,467	63,823	-25,93
0,45	13,976	50,352	64,327	-26,34
0,55	16,383	48,408	64,791	-26,71
0,65	18,603	46,615	65,218	-27,06
0,75	20,658	44,956	65,614	-27,38
0,85	22,567	43,414	65,981	-27,67
0,95	24,345	41,979	66,323	-27,95

Tabela 23: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário III

Emissividade	Fluxo Radiante/ $W m^{-2}$	Fluxo Convectivo/ $W m^{-2}$	Fluxo Total/ $W m^{-2}$	Temperatura no exterior da luva/ $^{\circ}C$
0,05	0,375	52,374	52,749	-17,01
0,15	1,110	51,672	52,782	-17,04
0,25	1,825	50,989	52,814	-17,06
0,35	2,522	50,324	52,846	-17,09
0,45	3,200	49,676	52,876	-17,11
0,55	3,861	49,045	52,906	-17,14
0,65	4,505	48,430	52,935	-17,16
0,75	5,133	47,830	52,963	-17,18
0,85	5,745	47,246	52,991	-17,20
0,95	6,343	46,675	53,018	-17,23

Tabela 24: Fluxos de calor convectivo, radiante e total e temperatura no exterior da luva em função da emissividade para o Cenário IV

Emissividade	Fluxo Radiante/ $W m^{-2}$	Fluxo Convectivo/ $W m^{-2}$	Fluxo Total/ $W m^{-2}$	Temperatura no exterior da luva/ $^{\circ}C$
0,05	1,630	43,242	44,873	-10,66
0,15	4,607	40,841	45,448	-11,13
0,25	7,258	38,703	45,960	-11,54
0,35	9,636	36,784	46,420	-11,91
0,45	11,782	35,053	46,834	-12,24
0,55	13,729	33,481	47,211	-12,55
0,65	15,505	32,049	47,554	-12,82
0,75	17,132	30,736	47,868	-13,08
0,85	18,627	29,529	48,157	-13,31
0,95	20,008	28,416	48,423	-13,52

Nas tabelas seguintes são apresentados os pontos usados nos gráficos da Figura 27, referentes ao estudo da influência da emissividade do forro da luva com 1 mm de ar entre o mesmo e a pele.

Tabela 25: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário I

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	0,785	69,238	70,023	22,86
0,15	2,302	68,711	71,014	22,92
0,25	3,752	68,211	71,963	22,97
0,35	5,137	67,252	72,389	23,02
0,45	6,463	66,768	73,231	23,07
0,55	7,734	66,354	74,088	23,12
0,65	8,952	65,511	74,463	23,16
0,75	10,122	65,063	75,185	23,21
0,85	11,245	64,719	75,963	23,25
0,95	12,324	63,972	76,296	23,29

Tabela 26: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário II

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	0,714	62,888	63,602	23,10
0,15	2,093	62,254	64,347	23,16
0,25	3,410	61,648	65,057	23,20
0,35	4,668	61,069	65,737	23,25
0,45	5,873	60,514	66,387	23,30
0,55	7,027	59,983	67,010	23,34
0,65	8,133	59,474	67,607	23,38
0,75	9,194	58,986	68,180	23,42
0,85	10,214	58,517	68,730	23,46
0,95	11,193	58,066	69,259	23,49

Tabela 27: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário III

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	0,570	50,107	50,677	23,59
0,15	1,670	49,605	51,276	23,63
0,25	2,721	49,126	51,847	23,67
0,35	3,726	48,668	52,393	23,71
0,45	4,688	48,229	52,916	23,74
0,55	5,609	47,809	53,417	23,78
0,65	6,492	47,406	53,897	23,81
0,75	7,339	47,019	54,358	23,84
0,85	8,152	46,648	54,800	23,87
0,95	8,935	46,291	55,226	23,90

Tabela 28: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário IV

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	0,522	45,895	46,417	23,75
0,15	1,531	45,432	46,962	23,79
0,25	2,493	44,989	47,482	23,83
0,35	3,414	44,566	47,979	23,86
0,45	4,294	44,161	48,455	23,89
0,55	5,138	43,773	48,911	23,92
0,65	5,946	43,401	49,347	23,95
0,75	6,721	43,045	49,766	23,98
0,85	7,466	42,702	50,169	24,01
0,95	8,182	42,373	50,555	24,04

Nas tabelas seguintes são apresentados os pontos usados nos gráficos da Figura 29, referentes ao estudo da influência da emissividade do forro da luva com 1 cm de ar entre o mesmo e a pele.

Tabela 29: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário I

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	4,999	48,799	53,798	7,33
0,15	13,270	47,371	60,641	9,57
0,25	19,805	46,228	66,033	11,33
0,35	25,077	45,295	70,372	12,75
0,45	29,409	44,521	73,930	13,92
0,55	33,026	43,870	76,896	14,89
0,65	36,087	43,315	79,402	15,71
0,75	38,709	42,837	81,546	16,41
0,85	40,978	42,421	83,399	17,02
0,95	42,961	42,056	85,017	17,55

Tabela 30: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário II

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m^{-2}	Fluxo Condutivo/ W m^{-2}	Fluxo Total/ W m^{-2}	Temperatura no forro/ $^{\circ}\text{C}$
0,05	4,673	45,427	50,101	8,62
0,15	12,352	43,934	56,286	10,76
0,25	18,371	42,751	61,122	12,43
0,35	23,197	41,792	64,990	13,77
0,45	27,145	41,002	68,147	14,86
0,55	30,427	40,341	70,768	15,77
0,65	33,197	39,779	72,976	16,53
0,75	35,562	39,297	74,859	17,18
0,85	37,606	38,879	76,484	17,75
0,95	39,387	38,512	77,899	18,24

Tabela 31: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário III

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m ⁻²	Fluxo Condutivo/ W m ⁻²	Fluxo Total/ W m ⁻²	Temperatura no forro/°C
0,05	3,687	35,385	39,072	12,44
0,15	9,745	34,319	44,064	14,06
0,25	14,499	33,473	47,972	15,34
0,35	18,319	32,787	51,106	16,36
0,45	21,448	32,221	53,669	17,19
0,55	24,056	31,746	55,801	17,89
0,65	26,260	31,342	57,602	18,47
0,75	28,146	30,995	59,141	18,98
0,85	29,778	30,693	60,470	19,41
0,95	31,203	30,428	61,631	19,79

Tabela 32: Fluxos de calor condutivo, radiante e total e temperatura em função da emissividade do forro para o Cenário IV

Emissividade	Fluxo Radiante/ W m ⁻²	Fluxo Condutivo/ W m ⁻²	Fluxo Total/ W m ⁻²	Temperatura no forro/°C
0,05	3,463	33,142	36,604	13,29
0,15	9,118	32,035	41,153	14,84
0,25	13,526	31,165	44,691	16,05
0,35	17,049	30,463	47,512	17,02
0,45	19,923	29,887	49,810	17,81
0,55	22,310	29,406	51,716	18,46
0,65	24,322	28,998	53,320	19,01
0,75	26,040	28,648	54,688	19,48
0,85	27,523	28,344	55,867	19,89
0,95	28,816	28,079	56,895	20,24