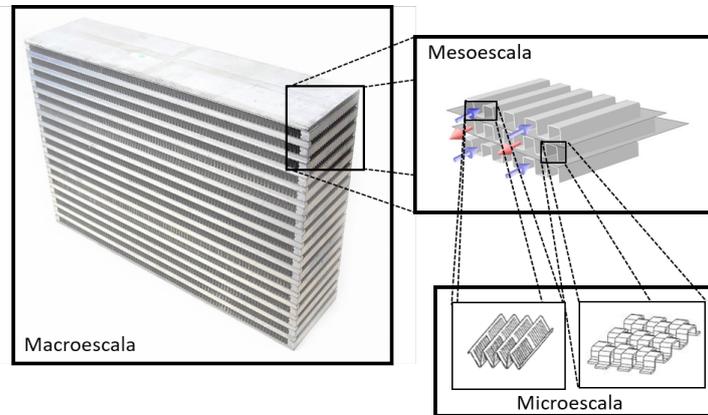




**TÉCNICO**  
LISBOA



## **Análise aerotermodinâmica de um intercooler**

**Guilherme Gomes dos Santos**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

**Engenharia Mecânica**

Orientadores: Prof. José Manuel da Silva Chaves Ribeiro Pereira  
Prof. Miguel Abreu de Almeida Mendes

**Júri**

Presidente: Prof. Carlos Frederico Neves Bettencourt da Silva  
Orientador: Prof. José Manuel da Silva Chaves Ribeiro Pereira  
Vogal: Prof. Viriato Sérgio de Almeida Semião

**february 2021**



*Aos meus pais*



## Agradecimentos

Quero agradecer a todos os que me encorajaram a subir uma escada chamada educação e atingir este patamar. A todos o meu sincero obrigado.

Quero agradecer em particular ao Professor José Chaves por todo o apoio dado ao longo desta dissertação. O seu constante apoio e disponibilidade não só me motivaram como também ajudou a esquecer o facto de ser uma interacção à distância ao longo de 9 meses.

Ao Professor Miguel Mendes pela sua disponibilidade e ajuda.

Ao Eng. João Carvalho pelo seu apoio e acompanhamento ao longo desta dissertação, e também pela sua disponibilidade para fornecer informações relacionadas com o tema da tese.

A todos os meus colegas de curso por estes 5 anos de entreaajuda e companheirismo. Um agradecimento especial ao Jaime Pacheco por ter estado ao meu lado desde o 1º dia que entrei no IST. Sem ele não conseguiria ter ultrapassado algumas dificuldades.

Aos meus amigos de longa data Alexandre, Afonso, Miguel e Tomás pelo apoio, amizade e carinho.

À minha família por sempre acreditarem em mim e não me deixarem ir abaixo.

Aos meus pais por tudo o que sou hoje.

À minha namorada Mafalda por ser o meu pilar e pelo carinho demonstrado nestes 7 anos. Sem ti, não era capaz de fazer o que fiz até hoje.

A todos o meu obrigado.



## Resumo

Os permutadores de calor são componentes com aplicações em diversas indústrias e em equipamentos do nosso dia a dia. Actualmente, a tendência de mercado centra-se em obter permutadores compactos de elevado desempenho. Um dos modelos é o *intercooler* cuja função é arrefecer os gases de admissão do motor. O desempenho deste componente tem influência directa no funcionamento do motor, ie. quanto melhor o desempenho do *intercooler* melhor o desempenho geral do carro. Neste sentido, em conjunto com a empresa JDeus, optimizou-se o desempenho de um *intercooler* já estudado e actualmente em produção. O objetivo era obter o melhor desempenho possível sem alterar o volume do componente. O estudo foi realizado num contexto multiescala. Utilizou-se uma escala macroscópica, onde os resultados da optimização foram testados numa simulação a 3D do *intercooler* completo. Também foi utilizada escala mesoscópica, onde apenas uma secção representativa foi estudada, de forma a ter uma perspetiva sobre o desempenho do componente inteiro. Recorreu-se ainda a uma escala microscópica, onde se caracterizou as alhetas usadas para várias alturas de forma a poder utilizá-los durante a optimização. O processo de optimização foi feito recorrendo a um algoritmo genético e dividido em 3 tipos: optimização sem alhetas, optimização com alhetas e optimização em volume com e sem alhetas. Os resultados obtidos foram validados comparando a simulação 3D com resultados experimentais fornecidos pela JDeus. A comparação com os resultados experimentais permitiu não só validar os resultados obtidos, mas também a abordagem tomada e modelos usados.

**Palavras-Chave:** *intercooler*, algoritmo genético, modelação multi-escala, optimização, CFD



## Abstract

Heat exchangers are components with applications in various industries and everyday equipment. Currently, the market trend is focused in obtaining compact high-performance heat exchangers. One of the existing models is the *intercooler* which function is cooling the engine intake gases. The performance of this component has a direct influence on the performance of the engine, i.e. the better the performance of the *intercooler*, the better is the overall performance of the car. Following this reasoning, together with company JDeus, we optimized the performance of a *intercooler* already studied and currently in production by JDeus. The objective was to obtain the best possible performance without changing the volume of the component. The study was fulfilled in a multi-scale context. A macroscopic scale, where the results of the optimization were tested in a 3D simulation of the entire *intercooler*. A mesoscopic scale, where only a representative section was studied, in order to have a perspective on the performance of the entire component. And a microscopic scale, where we characterized the fins used for various heights to be able to use them during the optimization. The optimization process was carried out using a genetic algorithm and was divided into 3 types: optimization without fins, optimization with fins, and optimization in volume with and without fins. The results obtained were validated by comparing the 3D simulation with experimental results provided by JDeus. The comparison with the experimental results allowed not only to validate the results obtained, but also the approach taken and models used.

**Keywords:** *intercooler*, genetic algorithm, multi-scale modeling, optimization, *CFD*



# Conteúdo

<b>Conteúdo</b>	<b>xi</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>xiv</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xix</b>
<b>Glossário</b>	<b>xxi</b>
<b>Lista de Acrónimos</b>	<b>xxii</b>
<b>Lista de Símbolos</b>	<b>xxiii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação . . . . .	1
1.2 Parceiro industrial . . . . .	2
1.3 Objectivos . . . . .	2
<b>2 Revisão da Literatura</b>	<b>3</b>
2.1 Permutadores de Calor . . . . .	3
2.2 Estudo de Permutadores de Calor . . . . .	5
2.3 Estudo para optimização . . . . .	6
<b>3 Introdução teórica</b>	<b>8</b>
3.1 Escoamento interno num canal/tubo . . . . .	8
3.2 Escoamento interno com troca de calor . . . . .	10
3.3 Permutadores de calor . . . . .	12
3.3.1 Alhetas . . . . .	13
3.4 Algoritmo Genético . . . . .	15
<b>4 Metodologia</b>	<b>18</b>
4.1 Metodologia de CFD . . . . .	19
4.1.1 Equações fundamentais . . . . .	19
4.1.2 Modelos de Turbulência . . . . .	21
4.1.3 Modelo de Meio Poroso . . . . .	22

4.1.4	Algoritmo Genético . . . . .	23
4.1.5	Conexão entre <i>MATLAB</i> e <i>STAR-CCM+</i> . . . . .	24
<b>5</b>	<b>Implementação</b>	<b>26</b>
5.1	Definição de critérios de desempenho e pontos de funcionamento . . . . .	26
5.2	Caracterização do <i>intercooler Highland</i> . . . . .	27
5.3	Validação dos modelos e malhas . . . . .	28
5.3.1	Escoamento interno . . . . .	28
5.3.2	Modelo de Meio Poroso . . . . .	29
5.3.3	Simplificação do Modelo 3D do Ninho . . . . .	30
5.3.4	Modelo de Energia . . . . .	31
<b>6</b>	<b>Optimização sem meio poroso</b>	<b>33</b>
6.1	Independência de malha . . . . .	33
6.2	Comparação entre diferentes pontos de funcionamento . . . . .	34
6.3	Modelo 2D . . . . .	35
6.4	Resultados . . . . .	36
6.5	Conclusões do Estudo sem meio poroso . . . . .	40
<b>7</b>	<b>Optimização com meio poroso</b>	<b>41</b>
7.1	Caracterização das alhetas <i>louvered</i> e <i>offset</i> . . . . .	41
7.2	Alheta <i>Louvered</i> . . . . .	41
7.2.1	Coeficientes de resistência . . . . .	42
7.2.2	Condutividade equivalente . . . . .	44
7.2.3	Coeficiente de transmissão de calor . . . . .	45
7.3	Alheta <i>Offset</i> . . . . .	46
7.3.1	Coeficientes de resistência . . . . .	47
7.3.2	Condutividade equivalente . . . . .	49
7.3.3	Coeficiente de transmissão de calor . . . . .	50
7.3.4	Comparação entre alheta <i>offset</i> e <i>louvered</i> . . . . .	51
7.4	Implementação da otimização com meio poroso . . . . .	52
7.5	Resultados da otimização com meio poroso . . . . .	53
7.6	Validação com geometria 3D do <i>intercooler</i> completo . . . . .	57
7.6.1	Geometria <i>Highland</i> . . . . .	57
7.6.2	Geometria <i>Tetraspis</i> . . . . .	62
7.6.3	Geometria <i>Nilo</i> . . . . .	66
7.7	Modelo de turbulência $k - \epsilon$ . . . . .	69
7.8	Conclusões da validação dos resultados com modelo 3D completo . . . . .	70

<b>8</b>	<b>Optimização do desempenho e do volume do <i>intercooler</i></b>	<b>71</b>
8.1	Optimização sem meio poroso . . . . .	71
8.2	Optimização com meio poroso . . . . .	74
<b>9</b>	<b>Conclusões</b>	<b>77</b>
9.1	Sumário do trabalho desenvolvido . . . . .	77
9.2	Conclusões principais do estudo feito . . . . .	78
9.3	Recomendações de trabalho futuro . . . . .	79
	<b>Referências</b>	<b>80</b>
<b>A</b>	<b>Primeiro Anexo</b>	<b>87</b>
A.1	Tabelas com valores obtidos e coeficientes das equações resultantes dos ajustes feitos às propriedades da alheta <i>louvered</i> . . . . .	87
A.2	Tabelas com valores obtidos e coeficientes das equações resultantes dos ajustes feitos às propriedades da alheta <i>offset</i> . . . . .	88
<b>B</b>	<b>Segundo Anexo</b>	<b>91</b>
B.1	Malhas usadas durante o estudo 3D do intercooler completo . . . . .	91

# Lista de Figuras

1.1	Esquema de um <i>intercooler</i> instalado junto ao motor . . . . .	1
2.1	Exemplo de tubo corrugado . . . . .	4
2.2	Exemplo de <i>minimal surfaces</i> , à esquerda P-Schwarz e à direita D-Schwarz . . . . .	4
2.3	Exemplo de um permutador de calor . . . . .	5
2.4	Modelação da alheta recorrendo ao modelo poroso . . . . .	6
3.1	Campo de velocidades do escoamento num tubo (à esquerda) e entre placas (à direita) . . . . .	8
3.2	Diferentes camadas e regiões da camada limite turbulenta . . . . .	9
3.3	Evolução da camada limite térmica desde a região de entrada até escoamento totalmente desenvolvido . . . . .	10
3.4	Variação do coeficiente de convecção com a coordenada axial . . . . .	11
3.5	$N_u$ para diferentes perfis e condições . . . . .	12
3.6	Perfil axial de temperaturas em contracorrente e paralelo . . . . .	14
3.7	<i>Pin fin</i> . . . . .	14
3.8	<i>Porous fin</i> . . . . .	14
3.9	Alheta <i>louvered</i> . . . . .	14
3.10	Alheta <i>offset</i> . . . . .	14
3.11	Configuração <i>HPD</i> e <i>LPD</i> da alheta <i>offset</i> . . . . .	15
3.12	Correlações existentes para obtenção da eficiência de vários tipos de alheta . . . . .	15
3.13	Esquema de funcionamento do <i>GA</i> . . . . .	17
4.1	Abordagem multiescala tomada durante a dissertação . . . . .	18
4.2	Esquema do processo usado para optimização . . . . .	25
5.1	Ninho do <i>intercooler Highland</i> . . . . .	27
5.2	<i>REV</i> usado durante os processos de optimização . . . . .	30
5.3	Malha usada para a geometria 3D em contracorrente puro. . . . .	31
5.4	Malha usada para a geometria 3D Real. . . . .	31
5.5	Streamlines no canal de água real . . . . .	31

6.1	Resultados de diferentes geometrias em 2 pontos de funcionamento (Pontos da mesma cor e tamanho correspondem à mesma geometria, sendo que a linha verde separa os pontos de funcionamento) . . . . .	34
6.2	Malha usada durante a otimização (Vista de frente à esquerda e secção da vista lateral à direita) . . . . .	35
6.3	Curva de Pareto variando a massa volúmica do ar à saída . . . . .	36
6.4	Curva de Pareto variando a altura canal de ar . . . . .	37
6.5	Curva de Pareto variando a altura canal de água . . . . .	37
6.6	Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de ar variando a $\Delta P_{ar}$ (mbar) . . . . .	37
6.7	Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de água variando a $\Delta P_{agua}$ (mbar) . . . . .	37
6.8	Curva de Pareto variando o rácio entre alturas (esquema de cores limitado a valores entre 1.6 e 3.6) . . . . .	38
6.9	Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de ar variando a eficiência. . . . .	39
6.10	Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de água variando a eficiência . . . . .	39
6.11	Curva de Pareto variando o número de canais . . . . .	39
6.12	Curva de Pareto variando a potência necessária para bombear o ar . . . . .	39
7.1	Diferença entre <i>duct flow</i> e <i>louver flow</i> . . . . .	42
7.2	<i>REV</i> da alheta e geometria obtida após aplicar uma escala de 0.5 em altura. . . . .	42
7.3	Curva $\Delta P/L$ - Velocidade . . . . .	43
7.4	Curva obtida após ajuste aos coeficientes $K_i$ em função da escala. . . . .	44
7.5	Curva obtida após ajuste aos coeficientes $K_v$ em função da escala. . . . .	44
7.6	Condutividade em X - <i>louvered</i> . . . . .	45
7.7	Condutividade em Z - <i>louvered</i> . . . . .	45
7.8	Condutividade em Y - <i>louvered</i> . . . . .	45
7.9	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>a</i> em função da escala - <i>louvered</i> . . . . .	46
7.10	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>b</i> em função da escala - <i>louvered</i> . . . . .	46
7.11	Configurações da alheta <i>offset</i> (à esquerda sentido <i>hardway HPD</i> , à direita sentido <i>easyway LPD</i> ) . . . . .	47
7.12	<i>REV</i> da alheta <i>Offset</i> e a geometria depois de ser aplicada uma escala 0.5. . . . .	47
7.13	Curva $\Delta P/L$ - Velocidade . . . . .	48
7.14	Curva de ajuste aos coeficientes $K_v$ em função da escala - <i>HPD</i> . . . . .	48
7.15	Coefficiente de resistência inercial em função da escala - <i>LPD</i> . . . . .	49
7.16	Coefficiente de resistência viscosa em função da escala - <i>LPD</i> . . . . .	49
7.17	Condutividade em X - <i>offset</i> . . . . .	50

7.18	Condutividade em Z - <i>offset</i> . . . . .	50
7.19	Condutividade em Y - <i>offset</i> . . . . .	50
7.20	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>a</i> em função da escala - HPD . . . . .	51
7.21	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>b</i> em função da escala - HPD . . . . .	51
7.22	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>a</i> em função da escala - LPD . . . . .	51
7.23	Curva resultante do ajuste do coeficiente <i>b</i> em função da escala - LPD . . . . .	51
7.24	Malha usada durante a optimização (Vista de frente à esquerda e secção da vista lateral à direita) . . . . .	52
7.25	Perfil de temperaturas na secção de entrada usando modelo de equilíbrio térmico . . . . .	53
7.26	Perfil de temperaturas na secção de entrada usando modelo de não equilíbrio térmico . . . . .	53
7.27	Curva de Pareto (optimização com meio poroso) variando a massa volúmica do ar à saída . . . . .	54
7.28	Resultados em função do nº de canais e da altura do canal de água . . . . .	54
7.29	Resultados em função do nº de canais e da altura do canal de ar . . . . .	54
7.30	Curva de Pareto (optimização com meio poroso) variando o rácio de alturas entre canais . . . . .	55
7.31	Resultados em função do número de canais de ar. . . . .	55
7.32	Resultados em função da altura do canal de ar. . . . .	55
7.33	Superfície de Pareto (optimização com meio poroso) variando a $\Delta P_{água}$ . . . . .	56
7.34	Curva de Pareto (optimização com meio poroso) variando a altura do canal de ar . . . . .	56
7.35	Curva de Pareto (optimização com meio poroso) variando o rácio de alturas entre canais . . . . .	56
7.36	Distribuição de Pressão à entrada nas alhetas de água- <i>Highland</i> . . . . .	58
7.37	Distribuição de caudal nas alhetas de água- <i>Highland</i> . . . . .	58
7.38	Distribuição de caudal à entrada nas alhetas de ar - <i>Highland</i> . . . . .	58
7.39	Distribuição de caudal à saída nas alhetas de ar - <i>Highland</i> . . . . .	58
7.40	Perfil de temperaturas à entrada e saída das alhetas de ar - <i>Highland</i> . . . . .	59
7.41	Distribuição da pressão do ar - <i>Highland</i> . . . . .	59
7.42	Campo de velocidade num plano central - <i>Highland</i> . . . . .	60
7.43	Distribuição de caudal no canal 1 - <i>Highland</i> . . . . .	60
7.44	Distribuição de caudal no canal 2 - <i>Highland</i> . . . . .	60
7.45	Distribuição da Temperatura no canal 1 - <i>Highland</i> . . . . .	61
7.46	Distribuição da Temperatura no canal 2 - <i>Highland</i> . . . . .	61
7.47	Distribuição da Pressão no canal 1 - <i>Highland</i> . . . . .	61
7.48	Distribuição da Pressão no canal 2 - <i>Highland</i> . . . . .	61
7.49	Distribuição da Energia cinética Turbulenta no canal 1 - <i>Highland</i> . . . . .	62
7.50	Distribuição da Energia cinética Turbulenta no canal 2 - <i>Highland</i> . . . . .	62
7.51	Distribuição de pressão à entrada nas alhetas de água - <i>Tetraspis</i> . . . . .	63
7.52	Distribuição de caudal nas alhetas de água - <i>Tetraspis</i> . . . . .	63
7.53	Distribuição da pressão no ar - <i>Tetraspis</i> . . . . .	64
7.54	Campo de velocidades num plano central - <i>Tetraspis</i> . . . . .	64
7.55	Distribuição de caudal à entrada das alhetas de ar - <i>Tetraspis</i> . . . . .	65

7.56	Distribuição de caudal à saída das alhetas de ar - <i>Tetraspis</i> . . . . .	65
7.57	Perfil de temperatura à entrada e saída dos canais de ar - <i>Tetraspis</i> . . . . .	65
7.58	Distribuição de pressão no ar - <i>Nilo</i> . . . . .	66
7.59	Perfil de velocidades do ar - <i>Nilo</i> . . . . .	67
7.60	Distribuição de caudal à entrada das alhetas de ar - <i>Nilo</i> . . . . .	67
7.61	Distribuição de caudal à saída das alhetas de ar - <i>Nilo</i> . . . . .	67
7.62	Perfil de temperatura à entrada e saída das alhetas de ar - <i>Nilo</i> . . . . .	68
7.63	Distribuição de pressão à entrada das alhetas de água - <i>Nilo</i> . . . . .	68
7.64	Distribuição de caudal nas alhetas - <i>Nilo</i> . . . . .	68
7.65	Distribuição de caudal à saída das alhetas - <i>Highland</i> ( $k - \epsilon$ ) . . . . .	69
7.66	Comparação de resultados entre modelos 2D e 3D para as três geometrias no ponto de funcionamento <i>Very High</i> (ponto verde <i>Tetraspis</i> ), vermelho <i>Nilo</i> e azul <i>Highland</i> . . . . .	70
8.1	Superfície de Pareto variando o rácio de alturas . . . . .	72
8.2	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando o rácio de alturas . . . . .	72
8.3	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando o rácio de alturas . . . . .	72
8.4	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando o rácio de alturas . . . . .	72
8.5	Superfície de Pareto variando a altura do ninho . . . . .	72
8.6	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando a altura do ninho . . . . .	72
8.7	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando a altura do ninho . . . . .	73
8.8	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando a altura do ninho . . . . .	73
8.9	Superfície de Pareto variando o comprimento do canal . . . . .	73
8.10	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando o comprimento do canal . . . . .	73
8.11	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando o comprimento do canal . . . . .	73
8.12	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando o comprimento do canal . . . . .	73
8.13	Superfície de Pareto variando o rácio de alturas . . . . .	74
8.14	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando o rácio de alturas . . . . .	74
8.15	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando o rácio de alturas . . . . .	74
8.16	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando o rácio de alturas . . . . .	74
8.17	Superfície de Pareto variando a altura do ninho . . . . .	75
8.18	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando a altura do ninho . . . . .	75
8.19	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando a altura do ninho . . . . .	75
8.20	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando a altura do ninho . . . . .	75
8.21	Superfície de Pareto variando o comprimento do canal . . . . .	75
8.22	Resultados em função do volume e $\Delta P_{ar}$ variando o comprimento do canal . . . . .	75
8.23	Resultados em função da $\epsilon$ e $\Delta P_{ar}$ variando o comprimento do canal . . . . .	76
8.24	Resultados em função do volume e da $\epsilon$ variando o comprimento do canal . . . . .	76
B.1	Malha usada para a geometria - <i>Highland</i> . . . . .	91
B.2	Malha usada na geometria - <i>Tetraspis</i> . . . . .	92

B.3 Malha usada para a geometria - <i>Nilo</i> . . . . .	92
--	----

# Lista de Tabelas

5.1	Parâmetros de desempenho do <i>intercooler</i> para o ponto de funcionamento <i>very high</i> . . .	26
5.2	Pontos de funcionamento do <i>intercooler</i> . . . . .	27
5.3	Dimensões e parâmetros geométricos da geometria <i>Highland</i> . . . . .	27
5.4	Coeficientes $K_i$ e $K_v$ fornecidos pela JDeus . . . . .	28
5.5	Comparação da perda de carga obtida com correlação . . . . .	28
5.6	Comparação do Nusselt obtido com correlação . . . . .	28
5.7	Resultados para alheta <i>louvered</i> . . . . .	29
5.8	Resultados para alheta <i>offset</i> . . . . .	29
5.9	Independência de malha para o modelo 3D simplificado . . . . .	31
5.10	Comparação dos resultados de ambas as geometrias (3D contracorrente puro e 3D real)	32
6.1	Independência de malha para 3D em contracorrente puro sem meio poroso . . . . .	34
6.2	Comparação entre geometria 2D e 3D em contracorrente puro . . . . .	35
7.1	Resultados para alheta <i>louvered</i> . . . . .	43
7.2	Resultados para alheta <i>offset-HPD</i> . . . . .	48
7.3	Propriedades das alhetas . . . . .	52
7.4	Validação dos resultados obtidos . . . . .	53
7.5	Geometrias ótimas aceitas pela JDeus . . . . .	57
7.6	Comparação de resultados entre experimental, modelo 2D e modelo 3D completo - <i>Highland</i>	57
7.7	Comparação de resultados entre 2D e 3D - <i>Tetraspis</i> . . . . .	62
7.8	Comparação de resultados entre 2D e 3D - <i>Nilo</i> . . . . .	66
7.9	Comparação de resultados entre modelos de turbulência. . . . .	69
8.1	Resultados da otimização em volume . . . . .	76
A.1	Resultados para diferentes escalas - <i>louvered</i> . . . . .	87
A.2	Coeficientes de resistência para diferentes escalas - <i>louvered</i> . . . . .	87
A.3	Condutividades nas 3 direções para diferentes escalas - <i>louvered</i> . . . . .	88
A.4	Resultados de transmissão de calor para várias escalas - <i>louvered</i> . . . . .	88
A.5	Coeficientes $a$ e $b$ para diferentes escalas - <i>louvered</i> . . . . .	88
A.6	Coeficientes da equação de Fourier - <i>louvered</i> . . . . .	88

A.7	Perda de carga e velocidade para diferentes escalas - <i>HPD</i>	88
A.8	Coeficientes de resistência para diferentes escalas - <i>HPD</i>	89
A.9	Perda de carga e velocidade para diferentes escalas - <i>LPD</i>	89
A.10	Coeficientes de resistência para diferentes escalas - <i>LPD</i>	89
A.11	Condutividades nas 3 direcções para diferentes escalas - <i>offset</i>	89
A.12	Resultados de transmissão de calor para várias escalas - <i>HPD</i>	89
A.13	Coeficientes <i>a</i> e <i>b</i> para diferentes escalas - <i>HPD</i>	90
A.14	Coeficientes da equação de Fourier - <i>HPD</i>	90
A.15	Resultados de transmissão de calor para várias escalas - <i>LPD</i>	90
A.16	Coeficientes <i>a</i> e <i>b</i> para diferentes escalas - <i>LPD</i>	90
A.17	Coeficientes da equação de Fourier - <i>LPD</i>	90

# Glossário

MATLAB	<i>Software</i> de cálculo numérico
STAR-CCM+	<i>Software</i> de CFD
SOLIDWORKS	<i>Software</i> de modelação geométrica

# Lista de Acrónimos

CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
GA	Algoritmo Genético
HPD	High Pressure Drop
HTC	Heat Transfer Coefficient
LMTD	Log Mean Temperature Difference
LPD	Low Pressure Drop
NTU	Number of Transfer Units
REV	Repetitive Elementary Volume
UHF	Uniform Heat Flux
UWT	Uniform Wall temperature

# Lista de Símbolos

## Gregas

$\epsilon$	Eficácia (alhete) : Eficiência ( $NTU - \epsilon$ )
$\eta$	Eficiência
$\kappa$	Constante de Von Kármán
$\mu$	Viscosidade dinâmica (kg/(m.s))
$\nu$	Viscosidade cinemática (m <sup>2</sup> /s)
$\Delta P$	Perda de carga (Pa)
$\Delta T$	Diferença de Temperatura
$\rho$	Massa volúmica (Kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	Soma das tensões normais e de corte
$\tau$	Tensão de corte (Pa)
$\chi$	Porosidade

## Romanas

$A$	Área (m <sup>2</sup> )
$a, a_0, a_1, a_2$	Coefficientes
$B$	Constante da lei logarítmica
$b, b_1, b_2$	Coefficientes
$c_p$	Calor específico (J/(Kg.K))
$C$	Capacidade térmica (W/K)
$D_h$	Diâmetro hidráulico (m)
$E$	Energia Interna (J)
$f$	Fator de fricção
$\mathbf{f}_b$	Resultante de forças
$g$	Aceleração gravítica (m/s <sup>2</sup> )
$Gr$	Número de Graetz
$h$	Meia altura entre placas (m)
$H$	Entalpia (J/Kg) ; Altura (m)
$h_t$	Coefficiente de convecção (W/(m <sup>2</sup> .K))

<b>I</b>	Matriz identidade
<b>j</b>	Factor de Colburn
$K_v$	Coeficiente de resistência viscosa
$K_i$	Coeficiente de resistência inercial
$k$	Energia cinética turbulenta (J/Kg) ; condutividade térmica (W/(K.m))
$k_t$	Condutividade térmica ((W/(K.m)))
$L$	Comprimento (m)
$m$	Massa (Kg)
$\dot{m}$	Caudal mássico (Kg/s)
$N_u$	Número de Nusselt
<b>P<sub>i</sub></b>	Tensor da resistência inercial do meio poroso
<b>P<sub>v</sub></b>	Tensor da resistência viscosa do meio poroso
$P/p$	Pressão (Pa)
$P_r$	Número de Prandtl
$q$	Fluxo de calor (W)
$Q$	Caudal (m <sup>3</sup> /s)
$R$	Raio do tubo (m) ; Resistência térmica (K/W)
$R_e$	Número de Reynolds
$S$	Termo fonte ou poço
$SC$	Escala
$T$	Temperatura (K ou C°) ; Tensor das Tensões
$U/u$	Velocidade (m/s)
$\bar{u}$	Velocidade média (m/s)
$u_t$	Velocidade de fricção
$u'$	Flutuações da velocidade
<b>v</b>	Velocidade (m/s)
$V$	Volume (m <sup>3</sup> )
$W$	Largura (m)
$w$	Coeficiente
$x$	Variável escala
$y_+$	Coordenada adimensional

### Subscritos

$c$	<i>Cold</i> (frio)
$D_h$	Diâmetro Hidráulico (m)
$f$	<i>Fouling</i> (sujidade) ; <i>Fin</i> (alhete)
$h$	<i>Hot</i> (quente)
$i$	<i>In</i> (entrada)

<i>lam</i>	Laminar
<i>max</i>	Máximo
<i>m</i>	Média
<i>min</i>	Minímo
<i>o</i>	<i>Out</i> (saída) ; <i>Overall</i> (global)
<i>s</i>	Superfície
<i>turb</i>	Turbulento
<i>u</i>	<i>User defined</i> (definido pelo utilizador)
<i>w</i>	<i>Wall</i> (parede)
<i>x,y,z</i>	Coordenadas cartesianas



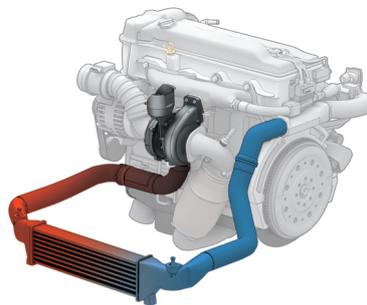
# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Motivação

Os permutadores de calor são componentes largamente usados tanto na indústria como em equipamentos do nosso dia a dia, com diferentes propósitos e aplicações. Indústrias de todos os tipos usam permutadores de calor para que a energia térmica libertada por um processo possa ser recuperada e reutilizada no mesmo ou em outro processo (Filipe Ferreira 2016 [1]). Esta recuperação energética é altamente rentável, pois permite que não só se poupe energia como também sejam reduzidas as emissões poluentes. O desenvolvimento e melhoria do desempenho destes componentes é essencial para garantir um melhor aproveitamento energético e para reduzir o volume destes componentes, tornando-os mais compactos e facilmente utilizáveis.

Um dos permutadores existentes é o *intercooler*, que tem aplicações na indústria automóvel. A função de um *intercooler* é baixar a temperatura dos gases de admissão do motor, de forma a aumentar a sua massa volúmica após estes terem passado pelo turbo compressor. Como a compressão não é isotérmica, a passagem pelo turbo compressor aumenta a sua temperatura, diminuindo a massa volúmica do gás.



**Figura 1.1:** Esquema de um *intercooler* instalado junto ao motor  
Esquema de um *intercooler* instalado junto ao motor (fonte [2])

Devido às questões ambientais levantadas sobre a emissão de gases poluentes pelos veículos e à necessidade de os tornar menos poluentes e mais eficientes, é essencial que o desempenho do *intercooler* acompanhe este desenvolvimento. Lin e Sunden [3] abordaram este tema ao estudar os

efeitos do *intercooler* no consumo de combustíveis e emissão de gases e Canli *et al.* [4] investigaram os seus efeitos no desempenho do automóvel .

Um dos aspectos importantes na construção de um *intercooler* é a utilização de alhetas. A sua finalidade principal é aumentar a área de contacto entre o fluido e o sólido. O uso destes componentes permite que a troca térmica seja muito mais eficiente num curto comprimento, promovendo assim uma redução de volume do permutador. Ao ser mais compacto faz com que a sua instalação junto do motor seja facilitada e leva a que outros componentes possam aumentar de volume. Uma redução de volume, para além de reduzir o peso do equipamento também reduz o custo de material associado à produção.

Assim, torna-se essencial melhorar o desempenho dos componentes periféricos do motor, quer relativamente à eficiência térmica quer à redução de peso e volume.

## 1.2 Parceiro industrial

O tema desta dissertação foi proposto pela empresa João de Deus (JDeus), uma empresa de desenvolvimento e produção de permutadores de calor situada em Samora Correia desde 1991. Esta empresa pertence ao grupo Denso, multinacional japonesa de produção e desenvolvimento de produtos automóvel.

Fundada em 1914, começou por ser uma oficina de reparação de radiadores. Em 1994, começaram a estudar e a desenvolver permutadores de calor. Em 1996, foi adquirida pela Magneti Marelli e passou a ser parte da divisão de sistemas térmicos do grupo. Em 2001, a Denso adquiriu a Magneti Marelli, introduzindo assim a JDeus no grupo Denso.

Esta empresa é a principal produtora de equipamentos térmicos para marcas automóvel muito conceituadas como Audi, Alfa Romeo, Porsche, Toyota e Grupo PSA.

## 1.3 Objectivos

Inicialmente, o objetivo era melhorar o desempenho de um *intercooler* já existente e actualmente disponibilizado no mercado pela JDeus. Este trabalho incidiu na procura das melhores dimensões para os canais que compõem o *intercooler*, de forma a haver um aumento da eficiência térmica. Esta optimização seria feita sem a presença de alhetas pois, até à data, não havia dados suficientes para implementar as propriedades da alheta no *software* de *CFD*.

À medida que a dissertação foi sendo desenvolvida e tendo em conta os resultados obtidos, propôs-se ir além dos pressupostos iniciais. Para além de uma optimização do desempenho do *intercooler* sem alhetas, propôs-se caracterizar as alhetas usados pela JDeus e ainda reduzir o volume do *intercooler*, para que este seja mais compacto. Assim, foi possível obter soluções mais concretas e comparáveis com o *intercooler* actual, pois a presença de alhetas foi avaliada, obtendo resultados com uma maior importância para este estudo.

# Capítulo 2

## Revisão da Literatura

### 2.1 Permutadores de Calor

Tal como referido, os permutadores de calor são usados em larga escala e com diversas aplicações em muitos ramos industriais e automóveis.

Estes componentes permitem que haja uma troca térmica entre dois fluidos (geralmente designados fluido quente e fluido frio) para que estes sejam depois usados das mais diversas formas. Uma das suas aplicações é em ciclos térmicos, onde o calor rejeitado num processo pode ser usado para aquecer o fluido circulante, como analisado por Adibi *et al.* [5].

Os permutadores podem ser classificados de acordo com a sua geometria, construção, aplicação ou de acordo com o movimento relativo dos fluidos [6].

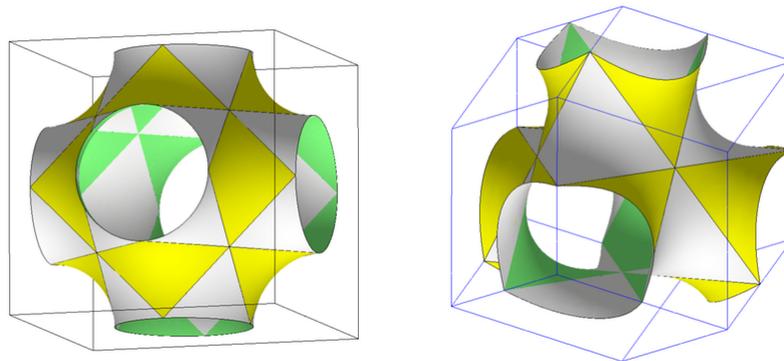
Muito do desenvolvimento feito nos permutadores tem como objetivo aumentar a sua eficiência, reduzindo ao máximo a perda de carga do escoamento, como estudado por Panjeshahi e Tahouni [7].

A criação de novas alhetas (componentes que aumentam a área de contacto entre a fase fluida e sólida) tem mostrado grandes progressos e melhorado o desempenho dos permutadores, como estudado por Basavarajappa *et al.* [8] e por Ma'arof *et al.* [9]. Basavarajappa *et al.* estudaram variados modelos de tubos alhetados comparando a troca térmica e a perda de carga de cada um. Concluíram que as alhetas rectangulares proporcionam uma maior troca térmica quando comparados com outros tipos de alhetas. Um dos modelos estudado foi o tubo corrugado, figura 2.1. Wang *et al.* [10] através do uso de um algoritmo genético e *CFD*, optimizaram o seu desempenho ao investigar a zona de funcionamento óptimo. Já Ma'arof *et al.* estudaram a troca térmica de diversas alhetas rectangulares de acordo com características geométricas e tipo de acabamento. Concluíram que o factor com maior influência é o ângulo de incidência do escoamento, uma vez que promove uma maior transferência de calor.



**Figura 2.1:** Exemplo de tubo corrugado  
Exemplo de tubo corrugado (fonte [11])

Em alternativa ao uso de alhetas, uma forma de aumentar o desempenho térmico do permutador de calor é usando as *minimal surfaces*, figura 2.2. Estes componentes conseguem promover a troca térmica através do aumento da área de contacto entre os fluidos envolvidos. Li *et al.* [12], inspirando-se em estruturas presentes na natureza animal, concluíram que estes conseguem aumentar em 15% o desempenho térmico do permutador em comparação com um *PCHE* (*Printed circuit heat exchanger*), componente super compacto e de elevado desempenho térmico.



**Figura 2.2:** Exemplo de *minimal surfaces*. À esquerda P-Schwarz e à direita D-Schwarz (fonte [13])

Os fluidos envolvidos também estão a ser alvo de desenvolvimento. Muitos estudos apontam para a utilização de nanofluidos de modo a aumentar a transferência de calor entre o fluido e as paredes. Li e Quang [14] desenvolveram correlações para quantificar a troca térmica na presença de nanopartículas em canais simples e Kandelousi *et al.* [15] na presença de um meio poroso. Prasad *et al.* [16] concluíram que a influência das nanopartículas no desempenho do permutador é devida ao aumento do calor específico do fluido, ao aumento da condutividade efectiva ( $K_{eff}$ ) e à promoção da mistura e da turbulência no fluido.

O *intercooler* é um *plate fin*, figura 2.3, normalmente usado em contracorrente, presente em alguns automóveis para arrefecer os gases de admissão. Um dos fluidos envolvidos para arrefecimento dos gases de admissão é geralmente o ar exterior. No entanto, a tendência está em alterar o fluido frio para água misturada com outro componente, nomeadamente glicol. Esta mudança tem como objetivo manter as propriedades constantes numa maior gama de temperaturas, pois em certas regiões do mundo a temperatura exterior pode levar a que a água congele. A influência das propriedades dos fluidos no desempenho foi abordada por Das *et al.* [17], que concluíram que o desempenho do permutador pode

aumentar significativamente com base na escolha dos fluidos envolvidos.



**Figura 2.3:** Exemplo de um permutador de calor  
Exemplo de um permutador de calor (fonte [18])

A tendência actual está direccionada para *intercoolers* mais compactos, de modo a serem mais facilmente instalados junto a motores ou painéis solares, como referiram Li *et al.* [19].

## 2.2 Estudo de Permutadores de Calor

Antigamente, todos os estudos sobre permutadores de calor incidiam sobre a análise experimental e a formulação de correlações sobre os permutadores testados. Certos modelos foram desenvolvidos para analisar o desempenho destes componentes. Modelos como *LMTD* (*Log Mean Temperature Difference*) e  $NTU-\epsilon$  [20] são usados na análise de permutadores com configurações já muito estudadas (*counter-flow*, *parallel flow*, *shell and tube*...). Como as correlações para obtenção do coeficiente de transmissão de calor e do factor de atrito apresentam erros elevados, estes tornam-se obsoletos para o estudo actual de *intercoolers*.

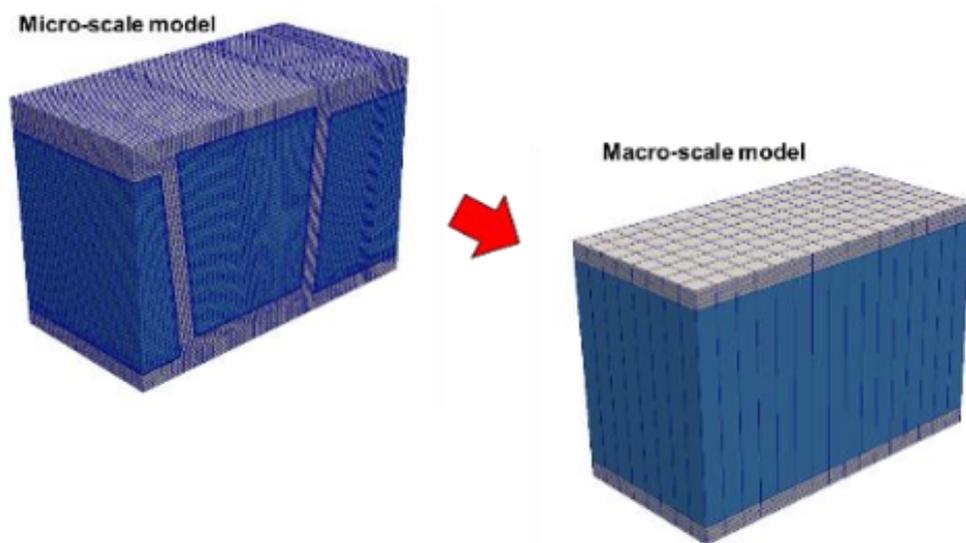
Actualmente, o desenvolvimento dos permutadores centra-se na utilização de *software* de *CFD* como forma de análise do escoamento e da troca térmica dentro destes componentes. Desta forma, conseguem-se obter resultados mais próximos da realidade, mesmo modelando o permutador de forma mais simplificada recorrendo, por exemplo, a modelos mais reduzidos (modelo 2D). Esta transição na forma de estudar e desenvolver permutadores foi possível devido ao aumento do poder computacional acessível, o que faz com que as simulações e processos de optimização sejam cada vez mais rápidos e com resultados mais próximos da realidade.

Existem já muitos artigos publicados relativamente ao desenvolvimento de permutadores de calor recorrendo a *CFD*. Estudos recentes como Liu e Zhang [21] usam *CFD* para analisar o desempenho de um *intercooler* e posterior análise experimental para um novo tipo de colectador de admissão, onde o *intercooler* faz parte do colectador. Outro estudo feito sobre a má distribuição do caudal foi conduzido por Habib *et al.* [22], que comprova o impacto que este fenómeno tem no desempenho do permutador, podendo até reduzi-lo para metade.

Já Kim *et al.* [23] usa *CFD* [24] para formular correlações para o factor de atrito ( $f$ ) e para o factor de Colburn ( $j$ ). Através destas correlações e usando um algoritmo genético, optimizou a alheta *offset*

alterando parâmetros geométricos como a espessura, altura e espaçamento com o intuito de melhorar o desempenho térmico e diminuir a perda de carga. Outro estudo feito por Della Torre [25] tem como objetivo otimizar um radiador alterando a orientação e disposição das alhetas, usando um modelo poroso para modelar as alhetas.

As alhetas são componentes de difícil modelação. Para obter bons resultados modelando tanto os canais como as alhetas seria necessário um número elevado de células para caracterizar totalmente o escoamento. Este procedimento é inviável para estudos de optimização, visto que é necessário fazer um elevado número de simulações. Uma das formas de contornar este problema é usando um modelo poroso, como já foi referido, que modela de forma simplificada a alheta, figura 2.4.



**Figura 2.4:** Modelação da alheta recorrendo ao modelo poroso (fonte:[25])

Os estudos de Shi *et al.*[26] e de Della Torre *et al.* [25] utilizam o modelo poroso como forma de modelação da alheta. Esta simplificação é feita substituindo a alheta por um poço de *momentum*, reduzindo assim o número de células necessárias, pois a geometria da alheta não está presente. A equação de Darcy-Forcheimer [27] permite caracterizar a perda de carga de um meio poroso através de 2 resistências, uma inercial e uma viscosa. Estas resistências podem ser identificadas experimentalmente ou usando *CFD* seguindo o estudo de Kishor e Kuzhiveli [28]. Estudos feitos por Kim e co-autores [23] [29], usando *CFD*, permitiram formular correlações para ambas as geometrias de alheta usadas pela JDeus no *intercooler*.

## 2.3 Estudo para optimização

Hoje em dia, a procura de soluções óptimas é feita através de métodos computacionais [30]. Existem diversos métodos capazes de acelerar o processo de procura do óptimo, dependendo do número de parâmetros que se pretende optimizar. Para optimizações mais básicas em que a equação objetivo tem pouco ruído, pode ser usado um método iterativo, mas com o aumento da complexidade da optimização pode ter que se recorrer a métodos mais sofisticados como algoritmos genéticos e evolucionários. Os

métodos iterativos requerem uma solução inicial, avaliam o resultado e geram novos pontos, avaliando sempre se estão a convergir na direcção do óptimo. Estes métodos são precisos, mas lentos e por vezes é preciso um grande poder computacional para que estes consigam convergir num valor óptimo.

Os métodos heurísticos procuram uma solução aproximada tendo como objetivo atingir um resultado próximo do óptimo o mais rapidamente possível.

Estes métodos já são usados em conjunto com modelos teóricos para otimizar permutadores. Ismail [31] otimiza o desempenho de um *intercooler* de uma aeronave recorrendo a este processo. No seu estudo, as características geométricas das alhetas *offset* e *wavy* são alteradas e formula correlações em função das mesmas. Através das correlações obtidas consegue descobrir o *UA* do permutador e, usando o método NTU- $\epsilon$  em conjunto com o algoritmo genético, otimiza o permutador. Este método de otimização foi também usado por Xie *et al.* [32], recorrendo a um algoritmo genético em conjunto com o método NTU- $\epsilon$  e correlações obtidas da literatura [33].

Liu *et al.* [34] optimizaram um *plate fin* recorrendo à caracterização de uma alheta *offset* em função da sua altura, espessura e espaçamento usando *CFD*. Após obtenção da alheta óptima, os autores concluíram que a alheta devia ser usado em ambos os fluidos, recorrendo também ao método NTU- $\epsilon$ .

Shirvan *et al.* [35] utilizam um método estatístico (*Response Surface Methodology*) para fazer uma análise de sensibilidade do permutador ao caudal imposto. Simulando o escoamento através de *CFD* e aplicando o método estatístico, autores previram a tendência dos números adimensionais  $N_u$  através da análise do  $R_e$  e  $D_a$  (Damköhler).

Nesta dissertação, a optimização do *intercooler* foi feita recorrendo à caracterização, usando *CFD*, das alhetas *louvered* e *offset*. Após a caracterização, o algoritmo genético, em conjunto com *CFD*, foi implementado com o objetivo de otimizar não as alhetas, mas sim o ninho do *intercooler*. Desta forma consegue-se garantir que o permutador em estudo irá ser optimizado e não a alheta. Ao contrário dos estudos de Ismail [31] e Xie *et al.* [32], esta optimização foi exclusivamente numérica, fornecendo alguma segurança aos resultados obtidos. Para além de uma optimização mantendo o volume total do *intercooler* constante, modificando apenas o rácio de alturas dos canais e validada através de simulações 3D do *intercooler* completo, uma optimização para reduzir o volume total também foi feita, optimizando não só o desempenho mas também o volume ocupado.

# Capítulo 3

## Introdução teórica

Neste capítulo será descrita a teoria fundamental que governa os fenômenos físicos envolvendo o escoamento interno com troca de calor. Serão abordados também os modelos teóricos usados para o estudo de permutadores em diferentes configurações, assim como os aspectos teóricos por detrás do algoritmo genético.

### 3.1 Escoamento interno num canal/tubo

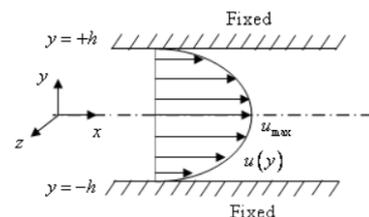
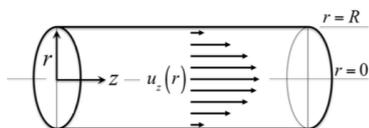
Este escoamento interno é caracterizado por estar confinado dentro de um tubo ou canal e pode ainda ser descrito como laminar ou turbulento, ou num estado de transição. O número de Reynolds,  $Re_d = \frac{\rho U D_h}{\mu}$ , é o parâmetro que caracteriza o escoamento, e é definido como o quociente entre as forças inerciais e viscosas.

Para tubos não circulares, o comprimento característico é o diâmetro hidráulico definido por  $D_h = \frac{4A}{P}$ . Esta simples aproximação permite que seja possível usar as mesmas equações dos cálculos de tubos circulares.

Para regime laminar, o campo de velocidade é descrito pela equação de *Hagen-Poiseuille* [36]. Para o escoamento num tubo, o campo de velocidades é descrito pela equação (3.1) (coordenadas cilíndricas) e para escoamento entre placas, é descrito por (3.2) (coordenadas cartesianas).

$$u(r) = -\frac{dp}{dz} \frac{1}{4\mu} (R^2 - r^2) \quad (3.1)$$

$$u(y) = -\frac{dp}{dx} \frac{h^2}{2\mu} \left(1 - \frac{y^2}{h^2}\right) \quad (3.2)$$



**Figura 3.1:** Campo de velocidades do escoamento num tubo (à esquerda) e entre placas (à direita) (fonte [37])

Para o regime turbulento esta caracterização envolve uma aproximação devido à natureza instável do escoamento, assumindo que todo o perfil de velocidades possa ser caracterizado por uma equação do tipo  $\frac{u}{u_\tau} \approx \frac{1}{\kappa} \ln \frac{yu_\tau}{\nu} + B$ . Os factores  $\kappa$  e  $B$  são característicos do escoamento. Para um escoamento numa superfície lisa,  $\kappa$  pode variar entre 0.33-0.43 e  $B$  entre 3.5-6.1 dependendo do  $Re_d$ , segundo Bailey *et al.* [38].

$$\frac{u(r)}{u_\tau} \approx \frac{1}{\kappa} \ln \frac{(R-r)u_\tau}{\nu} + B \quad (3.3)$$

$$\frac{u(y)}{u_\tau} \approx -\frac{1}{\kappa} \ln \frac{yu_\tau}{\nu} + B \quad (3.4)$$

A queda de pressão pode ser calculada a partir da fórmula de Darcy-Weisbach [39] (3.5):

$$\frac{\Delta p}{L} = f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{U^2}{D_h} \quad (3.5)$$

Para regimes laminares, o factor de atrito ( $f$ ) é facilmente obtido a partir da expressão  $\frac{64}{Re_d}$ , visto que a tensão de corte é proporcional à velocidade e é independente da massa volúmica.

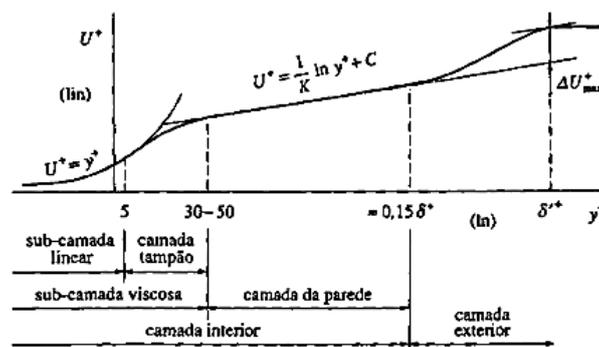
No caso turbulento, a tensão de corte é obtida a partir da média da velocidade e das suas flutuações ( $u' = u - \bar{u}$ ), como Osborne Reynolds descreveu em 1895 [40],

$$\tau = \mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} = \tau_{lam} + \tau_{turb}$$
 somando um termo adicional denominado tensões de Reynolds.

A camada limite turbulenta apresenta uma física não estacionária, sendo desenvolvidas correlações e aproximações através do uso de parâmetros médios para descrever esta camada.

Certos parâmetros ajudam a caracterizar este fenómeno tais como  $u_+ = \frac{u}{u_\tau}$ ,  $y_+ = \frac{yu_\tau}{\nu}$  e  $u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$ .

Conseguem-se identificar 2 camadas principais, a camada exterior e a camada interior, distintas pelos fenómenos presentes em cada uma, como Brederode [41] descreve. A camada interior divide-se posteriormente em 3 camadas distintas:



**Figura 3.2:** Diferentes camadas e regiões da camada limite turbulenta (fonte:[41]).

- Subcamada laminar- ( $0 < y_+ < 5$ ) onde a tensão de corte laminar é predominante ( $u_+ = y_+$ );
- Camada tampão- ( $5 < y_+ < 30 \approx 50$ ) região de transição entre a subcamada viscosa e a região logarítmica;
- Região logarítmica- ( $30 \approx 50 < y_+ < 0.15 \delta_+$ )-camada onde as tensões de Reynolds são dominantes e ocupa grande parte da camada interior.

Para obter o factor de atrito para regimes turbulentos, Moody desenvolveu um diagrama com base na equação de Colebrook (equação também estudada por Didier [42]). Através deste diagrama é possível obter uma aproximação do factor de atrito para tubos circulares e não circulares com base no  $Re_d$  e na rugosidade ( $\epsilon$ ).

Outros autores como Duan *et al.* [43] indicaram outras correlações para obter o factor de fricção para tubos não circulares em comparação com outras já existentes como Churchill [44] e Swamee e Jain [45].

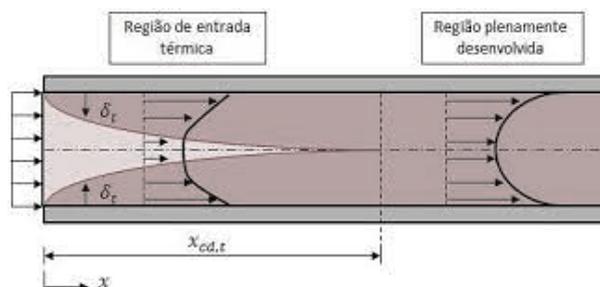
Todos os conceitos anteriores têm por base o conceito de escoamento totalmente desenvolvido que, segundo Brauer [46], é quando os parâmetros que definem o escoamento se tornam independentes do tempo e da posição axial relativamente ao tubo. O mesmo salienta que para escoamentos com  $Re_d$  elevados o escoamento pode ser considerado totalmente desenvolvido para  $\frac{x}{D_h} > 20$ . Para regimes laminares, Langhaar [47] propõe  $\frac{x}{D_h} \approx 0.05Re_d$  e para regimes turbulentos, Kays *et al.* [48], propõem  $10 \leq \frac{x}{D_h} \leq 60$ .

### 3.2 Escoamento interno com troca de calor

Para escoamentos interiores com troca de calor entre o fluido e a parede, tal como para escoamentos simples, existem alguns parâmetros adimensionais que caracterizam este fenómeno.

O número de Nusselt ( $N_u = \frac{D_h h}{k_t}$ ) é um número adimensional que caracteriza o quociente entre a troca térmica por convecção e a condução de calor no fluido.

O número de Prandtl ( $Pr = \frac{c_p \mu}{k_t}$ ) é o número adimensional que caracteriza o quociente entre a difusidade de *momentum* e a difusidade térmica. Quantifica também a relação do crescimento das camadas limite hidrodinâmica e térmica. Como o crescimento é desigual, Kays *et al.* [48] propôs a seguinte aproximação para o comprimento de entrada da camada limite térmica em regime laminar  $\frac{x}{D_h} \approx 0.05Re_d Pr$ . Já estudos mais recentes como o de Everts e Meyer [49], que seguindo o estudo de Durst *et al.* [50], propõe um coeficiente diferente de 0.05 dependendo das condições de entrada e do  $Re_d$  do escoamento, tanto para a camada limite hidrodinâmica, como para a camada limite térmica.



**Figura 3.3:** Evolução da camada limite térmica desde a região de entrada até escoamento totalmente desenvolvido (fonte [51])

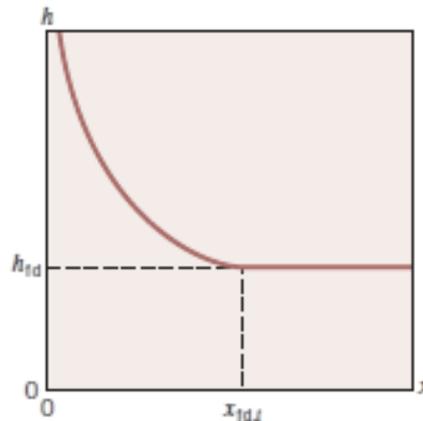
Para regimes turbulentos, Kays *et al.* [48] assume que o  $Pr$  tem pouca influência e pode considerar-se totalmente desenvolvido termicamente para  $10 \leq \frac{x}{D_h}$ .

Utilizando uma diferença de temperatura adimensional (3.4), pode-se admitir que as condições de escoamento termicamente desenvolvido são atingidas quando este parâmetro não muda ao longo do

comprimento do tubo. Esta condição é atingida tanto para a condição de fluxo constante (*UHF*) como temperatura constante na parede (*UWT*).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right] = 0 \quad (3.6)$$

Considerando esta condição e substituindo a lei de Newton para a convecção [52] ( $q = h_t A \Delta T$ ) na lei de Fourier [53] ( $q = -k \frac{\partial T}{\partial x} A$ ) conclui-se que, para um fluido com propriedades constantes e completamente desenvolvido, o coeficiente de convecção local é independente da posição axial.



**Figura 3.4:** Variação do coeficiente de convecção com a coordenada axial (fonte:[20])

Para a condição de *UHF*, conclui-se também que o gradiente de temperatura axial é independente da posição transversal ao escoamento. Para a condição *UWT* isto já não se verifica.

Para regime laminar e escoamento totalmente desenvolvido existem resultados empíricos [54] para obter o  $N_u$  para diversos perfis de tubos, e na figura 3.5 estão apresentados alguns valores para diferentes condições. Tendo em conta que a diferença de temperatura entre a parede e a temperatura média do fluido não é constante para o caso de *UWT*, a diferença de temperatura tem que ser avaliada com a *LMTD* (*Log Mean Temperature Difference*).

$$LMTD = \frac{\Delta T_o - \Delta T_i}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_i}\right)} \quad ; \quad \Delta T_o = T_s - T_{m,o} \quad \text{e} \quad \Delta T_i = T_s - T_{m,i} \quad (3.7)$$

Como os escoamentos laminares têm comprimentos de entrada significativos, há correlações desenvolvidas por Hausen [55] e por Muzychka e Yovanovich [56] para determinar o coeficiente de convecção médio na região de entrada. O parâmetro que quantifica é o número de Graetz ( $G_{Z_D} = \frac{D_h}{x} Re_d Pr$ ), que representa a distância adimensional do comprimento de entrada de um escoamento laminar, segundo Hewitt *et al.* [57].

Para regime turbulento existem correlações que podem ser aplicadas numa vasta gama de condições. Taler e Taler [58] comparam experimentalmente várias correlações propostas, como a de Dittus-Boelter [59], posteriormente estudada por Winterton [60], e a de Gnielinski [61] (válida até na zona de transição).

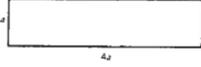
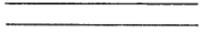
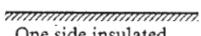
Cross-sectional geometry	$f Re_{D_h}$	$B = \frac{\pi D_h^2/4}{A_{duct}}$	$Nu = hD_h/k$	
			Uniform $q''$	Uniform $T_0$
	13.3	0.605	3	2.35
	14.2	0.785	3.63	2.89
	16	1	4.364	3.66
	18.3	1.26	5.35	4.65
	24	1.57	8.235	7.54
	24	1.57	5.385	4.86
	24	1.57	5.385	4.86

Figura 3.5:  $Nu$  para diferentes perfis e condições (fonte:[20]).

#### Dittus-Boelter [59]

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (3.8)$$

$$n = 0.4 \text{ ou } 0.3$$

$$0.6 \leq Pr \leq 160 \quad Re_D \geq 10000$$

$$\frac{L}{D_h} \geq 10$$

#### Gnielinski [61]

$$Nu_D = \frac{f/8(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.9)$$

$$0.5 \leq Pr \leq 2000$$

$$3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

### 3.3 Permutadores de calor

Como foi referido em 2.1, a função do permutador de calor é estabelecer uma troca térmica entre 2 fluidos. A quantidade de calor trocada entre os fluidos de um permutador de calor pode ser descrita pela equação  $q = \dot{m}c_p\Delta T$ , onde  $\Delta T$  é a diferença entre a temperatura de entrada e saída do fluido.

Existem 2 métodos para analisar o funcionamento de permutadores de calor:

- O *LMTD* [62] que através da seguinte equação  $q = UA\Delta T_{lm}$  consegue-se calcular todos os parâmetros de funcionamento do permutador;
- O *NTU- $\epsilon$*  [63] que através da avaliação da eficiência do permutador  $\epsilon = \frac{C\Delta T}{C_{min}\Delta T_{max}}$ , em que neste caso  $\Delta T_{max}$  é a diferença entre as temperaturas de entrada de cada fluido e  $C_{min}$  é a menor capacidade térmica entre os dois fluidos, consegue-se estabelecer uma relação entre *NTU* ( $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$ ) através de um balanço de energia envolvendo os dois fluidos.

$$\text{Paralelo} \quad \epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU[1 + (C_{min}/C_{max})])}{1 + (C_{min}/C_{max})} \quad (3.10)$$

$$\text{Contracorrente} \quad \epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU[1 + (C_{min}/C_{max})])}{1 - (C_{min}/C_{max}) \exp(-NTU[1 + (C_{min}/C_{max})])}$$

O parâmetro  $U$  (coeficiente global de transferência de calor) quantifica a troca térmica existente entre os dois fluidos, tendo em consideração a presença ou não de alhetas. O parâmetro  $\eta$  indica a eficiência da alheta e será explorado na secção 3.3.1:

- Com a presença de alhetas:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_o h_t A)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h_t A)_h} \quad ; \quad \eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (3.11)$$

- Sem a presença de alhetas:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_t A)_c} + \frac{R_{f,1}}{A_c} + R_w + \frac{R_{f,h}}{A_h} + \frac{1}{(h_t A)_h} \quad (3.12)$$

Como cada fluido está num circuito fechado, o balanço de energia de cada fluido é  $q = \dot{m}_h c_p (T_i - T_o)$ . A quantidade de calor será a mesma para ambos os fluidos se considerarmos o permutador um sistema isolado sem perdas para o exterior.

Um dos aspectos principais na configuração de um permutador de calor é o sentido relativo de ambos os fluidos [64]:

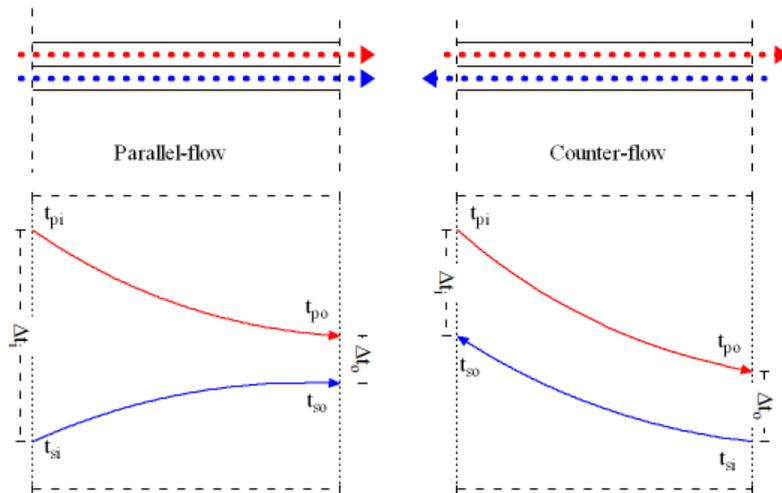
- Em paralelo [65] 3.6, onde os dois fluidos circulam no mesmo sentido. Esta configuração faz com que haja um maior fluxo de calor junto da região de entrada, devido à maior diferença de temperatura entre fluidos, que vai diminuindo axialmente;
- Em contracorrente [66] 3.6, onde os fluidos circulam em sentidos opostos. Esta configuração promove uma maior diferença de temperatura ao longo de todo o permutador, como o caso da situação de *UHF* [67], ao longo de todo o comprimento do tubo;
- Cruzado com apenas uma passagem, onde os fluidos circulam perpendicularmente entre si;
- Cruzado com várias passagens, em que os fluidos se cruzam mais do que uma vez perpendicularmente entre si.

### 3.3.1 Alhetas

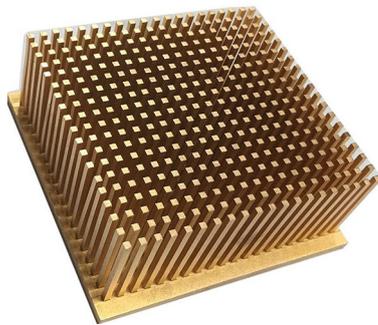
Como já foi abordado, as alhetas servem para promover a troca de calor entre o fluido e a parede de uma forma mais eficaz, como demonstra Hussein e El-Shobokshy [69]. Existem diversos tipos de alhetas, desde a alhetas simples como *pin fin* 3.7, a alhetas mais complexas como *offset* e *porous fin* 3.8, como descrito por Maji e Choubey [70].

Para alhetas simples como o *pin fin* e alhetas de secção constante, existem equações para saber a distribuição de temperatura e o fluxo de calor para diversos tipos de condição de fronteira, como estudado por Snider [73]. Os parâmetros usados na análise de desempenho das alhetas são o  $\epsilon$  e o  $\eta$ .

O  $\epsilon$  quantifica a eficácia da alheta, ou seja, o quociente entre o calor trocado com alheta e o calor trocado sem alheta. Este valor permite avaliar se a presença da alheta é justificável, sendo que para



**Figura 3.6:** Perfil axial de temperaturas em contracorrente e paralelo (fonte [68])



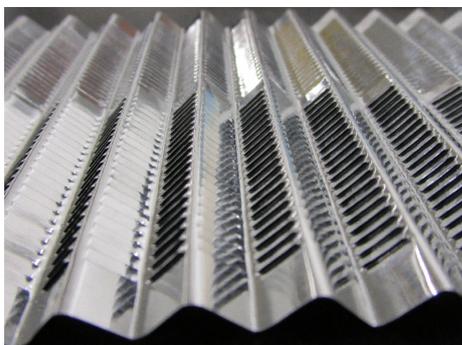
**Figura 3.7:** Pin fin (fonte [71])



**Figura 3.8:** Porous fin (fonte [72])

valores de eficácia menores que um, a presença de alhetas não melhora a transferência de calor. Por norma, considerasse justificável para valores de eficácia superiores a 2.

O  $\eta$  quantifica a eficiência da alheta, ou seja, é o quociente entre o calor trocado e o calor trocado com a alheta à temperatura da base. Este parâmetro permite calcular o  $U$  num permutador de calor e, conseqüentemente, o calor trocado entre fluidos.



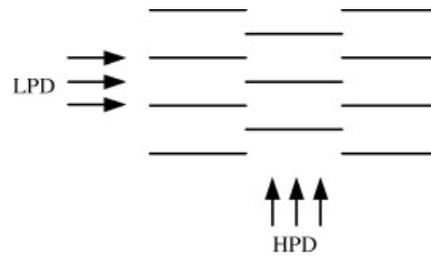
**Figura 3.9:** Alheta louvered (fonte [74])



**Figura 3.10:** Alheta offset (fonte [75])

As alhetas offset 3.10 e louvered 3.9 são usados pela JDeus nos seus permutadores. O coeficiente de transmissão de calor da alheta offset foi amplamente estudado por Manglik *et al.* [76], Muzychka [77] e mais recentemente por Kim *et al.* [24], na condição de escoamentos na direção LPD (*low pressure*

drop) [76] [24] e HPD (high pressure drop) [77]. Erbay *et al.* [78] desenvolveram correlações para o coeficiente de transmissão de calor para o *louvered*.



**Figura 3.11:** Configuração HPD e LPD da alheta *offset*.

Na figura 3.12, são mostradas várias equações para calcular a eficiência para diferentes alhetas.

Geometry	Fin efficiency formula
<p>Plain, wavy, or offset strip fin of rectangular cross-section</p>	$m_i = \left[ \frac{2\alpha}{\lambda_f \delta_i} \left( 1 + \frac{\delta_i}{l_f} \right) \right]^{1/2} \quad E_i = \frac{\tanh(m_i l_i)}{m_i l_i} \quad i = 1, 2$ $\eta_f = E_1$ $l_1 = \frac{b}{2} - \delta_1 \quad \delta_1 = \delta_f$
<p>Triangular fin heated/cooled from one side</p>	$\eta_f = \frac{\alpha A_1 (T_0 - T_a) \frac{\sinh(m_1 l_1)}{m_1 l_1} + q_c}{\cosh(m_1 l_1) \left[ \alpha A_1 (T_0 - T_a) + q_c \frac{T_0 - T_a}{T_1 - T_a} \right]}, \quad \delta_1 = \delta_f$
<p>Plain, wavy, or louver fin of triangular cross-section</p>	$\eta_f = E_1$ $l_1 = l_f/2, \quad \delta_1 = \delta_f$

**Figura 3.12:** Correlações existentes para obtenção da eficiência de vários tipos de alheta (fonte:[79])

### 3.4 Algoritmo Genético

A ferramenta de procura do óptimo usada foi o Algoritmo Genético (GA). Este algoritmo baseia-se na selecção natural e no cruzamento genético que ocorre no mundo animal. Através do cruzamento de indivíduos, a espécie fortalece as suas características ao produzir espécimes com genes mais favoráveis ao ambiente em que se inserem. O contrário também acontece quando há cruzamento entre indivíduos com características desfavoráveis e gera espécimes inaptos para a sobrevivência. Esta aptidão para a sobrevivência é o que distingue os indivíduos óptimos dos restantes.

Esta ferramenta é um método heurístico, pois assenta num processo de procura onde não são testadas todas as possibilidades existentes. Através de uma procura não exaustiva e com critério na

escolha nos pontos a serem testados, estes métodos conseguem fornecer uma solução próxima do ótimo, testando de uma forma rápida um número finito de possibilidades.

Desenvolvido por Holland [80] com a finalidade de melhorar a eficiência na procura de soluções ótimas relativamente a métodos mais clássicos, onde a procura é feita ponto a ponto com base no declive obtido entre eles. Já o *GA* ao utilizar um grupo de pontos, denominada geração, procura a solução ótima inicialmente de uma forma mais dispersa, e posteriormente com o passar das gerações converge em soluções próximas do ótimo, tendo robustez suficiente para atingir uma solução ótima global e não local. Como os métodos clássicos não têm robustez suficiente para analisar se o resultado obtido é a solução ótima global ou não, o *GA* torna-se uma ferramenta viável para estudos onde a variável a otimizar apresenta vários ótimos locais. Outra desvantagem do uso de métodos clássicos prende-se com a forma que o resultado ótimo é avaliado. Se a função objetivo apresentar vários picos (locais onde o declive é 0) ou for descontínua (locais onde a derivada não poderá ser avaliada), estes métodos não conseguiram seguir a tendência da função e convergir em resultados longe da solução ótima.

De forma a ultrapassar os problemas gerados pelos métodos clássicos, o *GA* analisa a aptidão dos indivíduos comparando-os com a aptidão de indivíduos da mesma geração (grupo de teste) ou de gerações anteriores, estabelecendo assim um conjunto de indivíduos ótimos a cada geração. A partir destes indivíduos o *GA* gera uma nova população. Desta forma os indivíduos já testados continuam a ter influência nas gerações futuras, aspecto que não existe nos métodos clássicos onde se apenas se verifica a tendência a cada teste.

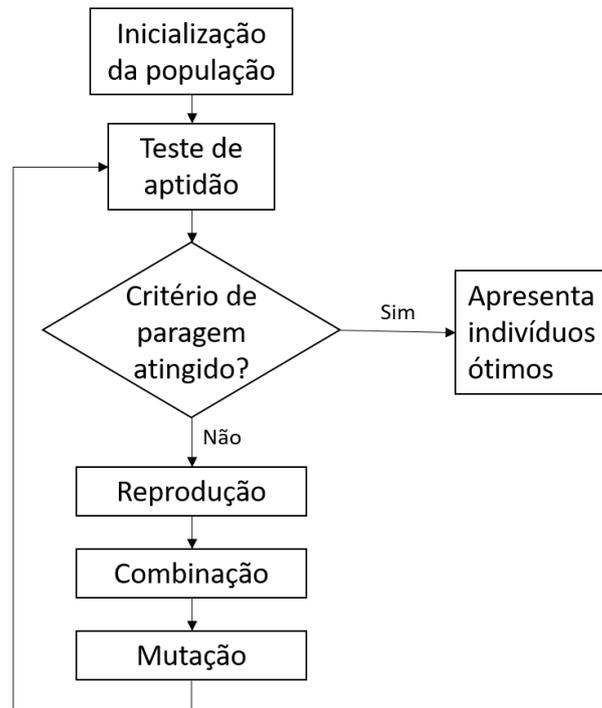
A geração de novas populações é feita com base na aptidão dos indivíduos da geração anterior. Indivíduos com melhor aptidão para a sobrevivência têm uma maior probabilidade de transmitir os seus genes à geração seguinte, enquanto indivíduos com menor aptidão têm mais dificuldade em passar as suas características. Tendo em mente o processo de selecção natural que ocorre na natureza, indivíduos com maior aptidão para a sobrevivência têm uma maior probabilidade de conseguirem sobreviver de forma a reproduzirem-se e transmitir os seus genes. Já indivíduos com genes desfavoráveis para a sua sobrevivência têm uma maior dificuldade em sobreviver e desta forma uma maior dificuldade em reproduzirem-se. Assim o *GA* não pode descartar completamente os indivíduos inaptos pois existe uma hipótese remota de sobrevivência. Desta forma, o cruzamento de indivíduos não acontece só entre os indivíduos mais aptos, mas entre indivíduos inaptos também e até entre indivíduos aptos e inaptos, e assim conseguir gerar uma população com um banco genético disperso.

A cada geração acontecem 3 processos:

- Cruzamento ou combinação de indivíduos - transmissão de genes de indivíduos distintos para um novo indivíduo;
- Sobrevivência de um indivíduo - indivíduos com as melhores características transitam para a geração seguinte sem alteração na sua genética;
- Mutação - genes podem sofrer mutações introduzindo na geração uma característica que não estava presente nas anteriores. Esta mutação pode ser favorável ou não para a sobrevivência do

indivíduo.

A figura 3.13 esquematiza o processo feito pelo *GA* durante a otimização.



**Figura 3.13:** Esquema de funcionamento do *GA*

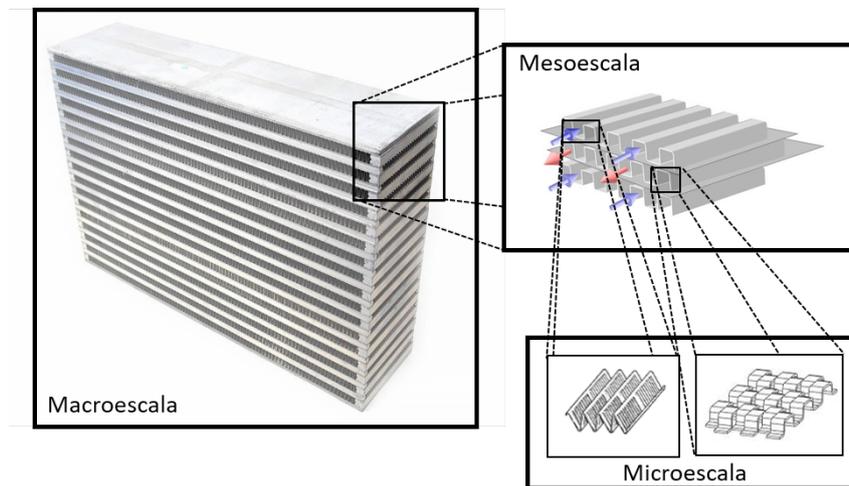
O nível de aptidão de um indivíduo   avaliado através da fun o objetivo. As características dos indivíduos são variáveis da fun o objetivo, e quanto menor for o resultado melhor a aptidão. Se a otimiza o for multi-objetivo, vai haver um número de fun es objetivo igual ao número de variáveis a otimizar.

O processo de otimiza o   altamente dependente da configura o feita pelo utilizador. Ao definir os parâmetros do *GA* o utilizador tem que ter em aten o o número de gera es e tamanho da popula o de forma a tornar eficaz o processo de otimiza o. Escolher um elevado número de gera es em conjunto com um tamanho de popula o elevado torna o estudo ineficaz, pois ao definir uma popula o muito numerosa ou muito pequena irá fazer com que a principal vantagem do *GA* seja desperdiçada, que   a rápida convergência na soluço ou solu es óptimas. Com uma popula o muito numerosa o *GA* iria ter que avaliar um grande número de indivíduos com diversas características até   gera o de uma nova popula o. Ao definir popula es muito pouco numerosas o *GA* apenas avalia uma quantidade pequena de características em cada gera o, o que faz com que seja preciso uma maior quantidade até   convergência na soluço óptima. Definir bem estes parâmetros pode aumentar a eficiência do algoritmo e atingir as solu es óptimas rapidamente.

# Capítulo 4

## Metodologia

Este capítulo vai tratar de todos os aspectos computacionais e numéricos usados durante o desenvolvimento deste trabalho, assim como os modelos usados.



**Figura 4.1:** Abordagem multiescala tomada durante a dissertação

Este trabalho foi abordado numa metodologia multiescala 4.1, podendo ser dividida em três escalas diferentes, com base no tamanho relativo entre elas:

- Uma macroescala, onde é simulado a totalidade do *intercooler*, e que nos permite fazer uma comparação mais fidedigna com os resultados experimentais. Três geometrias obtidas durante as otimizações foram modeladas em tamanho real (*intercooler* completo) de forma a observar se os modelos desenvolvidos modelavam bem a realidade;
- Uma mesoescala, onde a geometria real é simplificada, mas ainda assim, traduzida de uma forma aproximada a física da escala macroscópica. Esta metodologia permitiu uma maior rapidez na obtenção dos resultados e uma maior flexibilidade durante as otimizações. Este modelo permitiu simular o escoamento pelo ninho do *intercooler*, com e sem alhetas, transmitindo a tendência geral do desempenho do *intercooler*;

- Uma microescala, onde as alhetas são caracterizadas de forma a que estes possam ser usados no processo de optimização, através do modelo de não equilíbrio térmico. Ao caracterizar as alhetas, obtemos propriedades que permitiram aplicar o modelo de não equilíbrio térmico.

Para concretizar os diferentes estudos feitos foram usados diversos *softwares*, cada um com diversas funcionalidades e ferramentas essenciais. Para construir as diferentes geometrias, quer 3D, quer 2D, foi usado o *SOLIDWORKS* [81], um *software* comercial de CAD. Para simular o escoamento do fluido foi usado o *STAR-CCM+* [82] e para otimizar e análise de resultados foi usado o *MATLAB* [83]. Optou-se por estes três *softwares*, pois são utilizados pelos integrantes do *LASEF*. Para além disso, já existia um conhecimento prévio dos mesmos, uma vez que já tinham sido utilizados em projectos anteriores.

## 4.1 Metodologia de CFD

Para simular o escoamento no *intercooler* foi usado o *STAR-CCM+*, que usa o método dos volumes finitos (*FVM*) para resolver as equações fundamentais que regem a mecânica dos fluidos e transmissão de calor. Este *software* foi fundamental para o desenvolvimento desta dissertação, sendo que era quase impossível (de uma forma rápida e com alguma validade) obter resultados importantes para a empresa e para futuro conhecimento, usando apenas correlações e fórmulas existentes na literatura.

A utilização de *software* deve ser feita de forma pensada e ponderada, recorrendo sempre que possível a uma validação experimental dos resultados obtidos. A solução gerada pode não descrever totalmente a realidade, devido ao recurso de modelos para descrever fenómenos que ocorrem durante o escoamento. Assim sendo, pode haver erros grosseiros que fazem com que o resultado difira da realidade.

O uso deste *software* e respectiva simulação de um escoamento pode ser resumido nos seguintes passos:

- Importar a geometria onde o fluido vai circular, ou recriá-la no editor do *STAR-CCM+*;
- Discretizar a geometria importada em volumes, normalmente designado por malha;
- Criar o meio, ou seja, caracterizar o fluido em termos de propriedades e modelos físicos;
- Impor condições fronteira no domínio e condições iniciais;
- Convergir os resíduos.

O *STAR-CCM+* resolve as equações fundamentais do escoamento de forma iterativa, sendo que este processo irá ser descrito de uma forma mais pormenorizada na secção seguinte.

### 4.1.1 Equações fundamentais

As equações gerais pelas quais o escoamento é regido são: conservação da massa, conservação de *momentum* e conservação da energia. Estas equações são aplicadas pelo *software* de *CFD* a volumes do

fluido, com base nas condições fronteira aplicadas pelo utilizador. A discretização em volumes depende muito da geometria onde ocorre o escoamento. A utilização de volumes mais pequenos junto a zonas de maiores gradientes (velocidade, temperatura, tensões, etc...) é fundamental para poder simular o escoamento de forma correta.

#### Conservação da massa

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (4.1)$$

#### Conservação de *momentum*

$$\frac{\partial \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v}) = \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f}_b \quad (4.2)$$

#### Conservação da energia

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho E \mathbf{v}) = \mathbf{f}_b \cdot \mathbf{v} + \nabla \cdot (\mathbf{v} \cdot \boldsymbol{\sigma}) - \nabla \cdot \mathbf{q} + S_E \quad (4.3)$$

Após a discretização do domínio, o *software* vai resolver as equações anteriores integradas no volume de controlo, como descrito nas seguintes equações.

#### Conservação da massa

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \oint_A \rho \mathbf{v} \cdot d\mathbf{a} = \int_V S_u dV \quad (4.4)$$

#### Conservação de *momentum*

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \mathbf{v} dV + \oint_A \rho \mathbf{v} \otimes \mathbf{v} dA = - \oint_A p \mathbf{l} \cdot d\mathbf{a} + \oint_A \mathbf{T} \cdot d\mathbf{a} + \int_V \mathbf{f}_b dV + \int_V S_u dV \quad (4.5)$$

#### Conservação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho E dV + \oint_A \rho H \mathbf{v} \cdot d\mathbf{a} = \int_V \mathbf{f}_b \cdot \mathbf{v} dV + \oint_A \mathbf{T} \cdot \mathbf{v} d\mathbf{a} - \oint_A \mathbf{q} d\mathbf{a} + \int_V S_u dV \quad (4.6)$$

As condições de fronteira são aplicadas nos volumes que se encontram mais próximos à fronteira. Estas condições, a partir das condições iniciais impostas, permitem ao *STAR-CCM+* resolver as equações.

A física dos volumes próximos à fronteira é resolvida com base nas condições das células adjacentes. O método de diferenças finitas é normalmente usado para resolver este fenómeno onde há transporte de um escalar entre volumes de controlo. Após a física de todos os volumes de controlo ser resolvida é gerado um resíduo, que pode ser descrito como uma variável que quantifica o erro das equações discretizadas. Quanto menor o resíduo, menor é o erro associado à equação. Este resíduo é gerado no final de cada iteração, onde a próxima iteração vai ser inicializada com base nos resultados da anterior. Esta nova inicialização é regulada com um parâmetro chamado factor de relaxação, que determina a influência da iteração anterior sob a nova iteração.

O algoritmo usado para resolver as equações anteriores foi o *SIMPLE* (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations), onde as equações de massa e *momentum* são resolvidas de forma independente, sendo que a pressão é corrigida com base num modelo preditivo-correctivo. O *SIMPLE* [84] comporta-se da seguinte maneira:

- Impõe as condições fronteira nos volumes de controlo;
- Calcula os gradientes de velocidade e pressão;
- Resolve as equações de *momentum*;
- Calcula os fluxos de massa;
- Resolve a equação de correcção da pressão ( $p'$ ) e actualiza a pressão no volume de controlo;

$$p^{n+1} = p^n + \omega p', \quad \omega \text{ é o factor de relaxação}$$

- Actualiza as condições na fronteira;
- Corrige os fluxos de massa com base na pressão corrigida;
- Corrige a velocidade;
- Actualiza a massa volúmica devido à correcção da pressão.

#### 4.1.2 Modelos de Turbulência

A turbulência de um escoamento pode ser modelada de várias formas desde *DNS* (*Direct Numeric Simulation*), *LES* (*Large Eddy Simulation*) ou *RANS* (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) [85].

O modelo usado foi *RANS*, onde todas as variáveis são separadas em dois componentes, a média e a flutuação:  $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ .

Desta forma as equações que regem o escoamento ((4.1)-(4.3)), serão resolvidas em média, sendo adicionado um tensor de tensões ao termo viscoso.

$$\mathbf{T}_{RANS} = -\rho \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} + \frac{2}{3}\rho k\mathbf{I} \quad (4.7)$$

Para resolver este tensor  $T_{RANS}$  é preciso que outro modelo seja aplicado. Os modelos mais usados são:  $k - \omega$  e  $k - \epsilon$ .

O modelo  $k - \epsilon$  resolve duas equações, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a dissipação de turbulência. Este modelo é largamente usado para descrever escoamentos sobre perfis alares [86]. Este modelo não deve ser aplicado a escoamentos com gradientes de pressão adversos e com separação. Comparativamente ao modelo  $k - \omega$ , não é necessária de uma malha muito refinada, diminuindo os custos computacionais. Este modelo também atinge a convergência mais rapidamente, não sendo muito dependente das condições iniciais impostas.

O modelo  $k - \omega$  resolve duas equações, uma para a energia cinética turbulenta e outra para a dissipação turbulenta específica. Este modelo é indicado para escoamentos onde os fenómenos perto da parede são importantes, como a transmissão de calor e a previsão da separação. Este modelo necessita

de um maior refinamento da malha junto às paredes do escoamento, de forma a que a camada limite seja captada na totalidade. Este refinamento leva a que seja necessário um maior poder computacional.

Tendo em conta as situações em que ambos os modelos podem ser aplicados, seleccionou-se o modelo  $k - \omega$  para a realização deste trabalho, tendo o mesmo sido previamente validado. Observou-se resultados mais coerentes com os dados experimentais quando o volume de controlo mais próximo da parede ficava a uma distância inferior a  $y^+ = 1$ .

### 4.1.3 Modelo de Meio Poroso

Como referido na secção 2.2, para simular a presença de alhetas é usado um modelo poroso. Um meio poroso é definido por um sólido que é permeável à passagem de um fluido.

Este modelo consegue substituir a geometria complexa da alheta, simulando a presença deste com recurso a alterações nas equações que regem o escoamento e a transmissão de calor. Este modelo é baseado na lei de Darcy-Forcheimer, onde se podem distinguir duas resistências: uma de natureza viscosa (derivada das tensões originadas devido ao atrito nas paredes) e outra inercial (derivada do perfil do escoamento) [87].

#### Equações do modelo poroso

A porosidade do sólido é caracterizada por  $\chi = \frac{V_{fluid}}{V}$ , parâmetro crucial para a resolução das equações que regem o escoamento e a transmissão de calor em meios porosos.

#### Conservação da massa

$$\frac{\partial \chi \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \chi \mathbf{v}) = 0 \quad (4.8)$$

#### Conservação de *momentum*

$$\frac{\partial \chi \rho \mathbf{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \chi \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\chi \nabla p + \nabla \cdot (\chi \mathbf{T}) - \chi \mathbf{P}_v \mathbf{v} - \chi \mathbf{P}_i |\mathbf{v}| \mathbf{v} \quad (4.9)$$

Como referido em 2.2, o *STAR-CCM+* permite ao utilizador a escolha entre dois modelos de energia do meio poroso. O modelo de equilíbrio trata as fases sólida e líquida como um todo (4.10), resolvendo apenas uma equação de energia, em que as propriedades têm em conta a porosidade do meio. Este modelo faz com que as fases estejam em equilíbrio térmico, ou seja, não há distinção de temperatura entre as duas, ambas estão à mesma temperatura em todos os pontos.

#### Equações de energia do modelos de Equilíbrio Térmico

$$\frac{\partial (\rho E)_{eff}}{\partial t} + \nabla \cdot (\chi \rho_{fluid} H_{fluid} \mathbf{v}) = -\nabla \cdot (k_{eff} \nabla T_{fluid}) + \nabla \cdot (\chi \mathbf{T}_{fluid} \cdot \mathbf{v}) \quad (4.10)$$

$$(\rho E)_{eff} = \chi \rho_{fluid} E_{fluid} + (1 - \chi) \rho_{solid} C_{p,solid} T_{fluid}$$

$$k_{eff} = \chi k_{tfluid} + (1 - \chi) k_{tsolid}$$

No modelo de não equilíbrio, ambas as fases têm uma equação de energia associada, sendo as propriedades relativas a cada fase. Contudo, neste modelo, é preciso saber o coeficiente de transmissão

de calor  $h_t$  e a área de interacção entre ambas as fases  $A$  [88]. Para obter dados mais próximos da realidade durante a optimização, optou-se pelo uso do modelo de não equilíbrio

### Equações de energia do modelos de Não Equilíbrio Térmico

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\chi\rho_{fluid}E_{fluid})}{\partial t} + \nabla \cdot (\chi\rho_{fluid}H_{fluid}\mathbf{V}) &= -\nabla \cdot (\chi q_{fluid}) + \nabla \cdot (\chi\mathbf{T} \cdot \mathbf{v}) + Ah_t(T_{fluid} - T_{solid}) \\ \frac{\partial((1-\chi)\rho_{solid}E_{solid})}{\partial t} &= -\nabla \cdot ((1-\chi)q_{solid}) + Ah_t(T_{solid} - T_{fluid}) \end{aligned} \quad (4.11)$$

Este modelo representa melhor a realidade, visto que permite haver uma distinção entre as duas fases, ambas mantendo as suas propriedades.

Para usar estes modelos é preciso que a resistência do meio poroso ( $P_v = \frac{\mu}{K_v}$  e  $P_i = \frac{\rho}{K_i}$ ) seja conhecida *a priori*. Experimentalmente estas resistências são obtidas medindo a queda de pressão por unidade de comprimento do meio poroso para diversas velocidades, como feito por Novawk [89]. Estes pontos são posteriormente colocados sobre uma equação com a seguinte forma:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu}{K_v} v_i + \frac{\rho}{K_i} v_i |v_i| \quad (4.12)$$

São calculados os coeficientes  $K_v$  e  $K_i$ , que correspondem, respectivamente, aos coeficientes das resistências viscosa e inercial. Para obter a resistência viscosa, mais significativa para  $Re_d < 1$ , como estudado por Skjetne e Auriault [90] e por Dunkhan e Minjeur [91], assume-se que a curva é linear e calcula-se o coeficiente  $K_v$ . Para o cálculo da parte inercial, obtém-se dois ou mais pontos para  $Re_d > 1$ , e traça-se uma curva parabólica.

Estas resistências dependem da direcção do escoamento relativamente ao meio poroso. Para meios porosos que são impermeáveis numa direcção, o *STAR-CCM+* simula a impermeabilidade do meio de uma forma não natural, impondo um valor muito elevado às resistências inercial e viscosa.

Uma vez que as resistências são dependentes das propriedades do fluido e, dado que existe transmissão de calor, o valor das resistências irá variar ao longo do escoamento.

#### 4.1.4 Algoritmo Genético

Como referido em 3.4, a ferramenta usada na procura do ponto óptimo foi o Algoritmo Genético. Esta ferramenta foi implementada com recurso ao *MATLAB*, uma linguagem de programação focada no cálculo numérico e tratamento de dados.

A *toolbox* usada pelo *MATLAB* permite ao utilizador escolher vários parâmetros tais como a dimensão da população, número de gerações, entre outros. Uma escolha acertada destes parâmetros permite ao *software* maior ou menor flexibilidade na procura do óptimo, podendo até, mesmo após várias gerações, não ter encontrado uma solução óptima global, mas sim uma solução óptima relativamente às soluções já encontradas e testadas.

Dependendo do número de variáveis a otimizar, o algoritmo pode apresentar um variado número de soluções. Numa optimização em que existe apenas uma variável a otimizar, o algoritmo irá apenas

indicar uma solução, pois a melhor solução será aquela que apresenta a melhor aptidão. Caso a otimização seja multiobjetivo, existe mais do que uma variável a otimizar, e deixa de existir uma solução única, mas sim, um conjunto de soluções que, dependendo do número de variáveis, se ajustam numa curva ou superfície de Pareto. Um pós-processamento é sempre necessário após a obtenção da curva ou da superfície de Pareto, pois como não há uma solução única é preciso escolher a solução ou soluções que se adequam melhor às necessidades, sendo que certas variáveis podem ter um peso superior na decisão do resultado óptimo.

O *software* impõe que os parâmetros tenham limites bem definidos, ou seja, o utilizador tem que fornecer o espectro onde uma certa característica deve ser analisada, impedindo assim o algoritmo de continuar uma busca que só pararia quando todos os valores conhecidos fossem testados.

Pode-se acelerar o processo fornecendo a priori resultados conhecidos para o algoritmo partir de um conjunto de soluções, e assim construir uma 1ª geração com indivíduos que tenham características favoráveis para a sobrevivência. Este passo não é obrigatório, pois quando a geração 0 não é fornecida, esta é gerada a partir dos limites impostos pelo utilizador, levando a uma convergência mais lenta do processo de otimização. Por outro lado, ao partir dos limites, o algoritmo testa um conjunto de características mais vasto, testando um número mais disperso de características. O algoritmo também permite definir constrangimentos, dando, ao utilizador, a possibilidade de definir e restringir certas combinações que não são favoráveis para o estudo em questão.

No decorrer deste trabalho, realizaram-se vários processos de otimização, interligando 2 *softwares*, o *STAR-CCM+* e o *MATLAB*, como será descrito em 4.1.5. Numa primeira fase, optimizou-se a configuração geométrica do *intercooler* em termos do rácio de altura entre os diferentes canais de ar e água, e numa fase posterior para reduzir o volume total do *intercooler*, mantendo sempre como base o desempenho actual do *intercooler*.

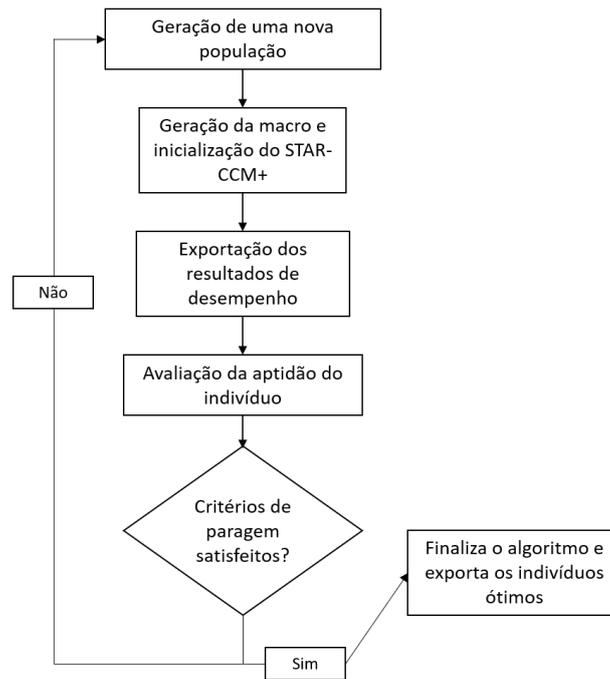
Esta ferramenta foi uma peça fundamental, pois permitiu acelerar a procura do óptimo de uma forma automática e relativamente independente do utilizador.

#### **4.1.5 Conexão entre *MATLAB* e *STAR-CCM+***

O processo de conexão feito entre estes dois *softwares* foi feito com recurso a macros geradas pelo *MATLAB* que podiam ser lidas pelo *STAR-CCM+*.

Uma macro é um ficheiro que replica os comandos do utilizador. Desta forma, o *software* era capaz de ler o ficheiro e replicar os comandos sem que o utilizador estivesse presente.

Fazendo uso da capacidade do *MATLAB* de ordenar operações na linha de comandos do sistema operativo, foi possível automatizar este processo 4.2. O *MATLAB* gerava uma macro, abria uma sessão do *STAR-CCM+* e inicializava uma nova simulação a partir da macro gerada. Após a convergência da simulação, o *STAR-CCM+* exportava um ficheiro .csv que era lido pelo *MATLAB* e analisava o nível de aptidão do indivíduo. No final de cada geração era gerado um ficheiro .txt que continha as características de todos os indivíduos testados e também os seus respectivos resultados.



**Figura 4.2:** Esquema do processo usado para optimização

Uma vez que o processo era automático, por segurança, foi necessário criar pontos de controlo ao longo da execução deste *script*. A divergência da simulação e a testagem repetida de indivíduos que transitam entre gerações, é algo que pode ocorrer e o código precisa de ser robusto o suficiente para precaver estes casos. Abaixo estão descritos os controlos efectuados:

- A macro gerada continha critérios de paragem, como a limitação do número de iterações, que abortava a simulação e exportava o resultado, independentemente da convergência ou não dos resíduos. Estes resultados eram posteriormente testados com base na diferença entre as últimas duas iterações feitas. Se essa diferença fosse superior a  $10^{-2}$  este indivíduo era descartado e era-lhe atribuído um mau nível de aptidão;
- Para o caso de haver divergência dos resíduos que faz com que o *STAR-CCM+* aborte sem gerar nenhum ficheiro, foi implementado um critério de tempo de simulação. Se o *software* não gerasse um ficheiro .csv dentro de um limite de tempo definido, outra sessão era iniciada com uma macro diferente. A este indivíduo era atribuído um nível de aptidão desfavorável para que este não fosse testado novamente;
- Para os casos que o indivíduo transitava de geração, antes de iniciar uma nova simulação, o *MATLAB* procurava nos ficheiros .csv de outras gerações se algum correspondia ao indivíduo em questão. Neste caso, o *STAR-CCM+* não era inicializado e os dados do indivíduo da geração já testado eram passados ao indivíduo da geração em teste.

Quando o critério de paragem do algoritmo genético era atingido, era gerado um ficheiro .txt que continha os indivíduos presentes na curva ou superfície de Pareto.

# Capítulo 5

## Implementação

A metodologia seguida para otimizar o desempenho do *intercooler*, obriga a que haja uma coerência entre os estudos a diferentes escalas.

Neste capítulo serão validados todos os modelos envolvendo fenómenos da mecânica dos fluidos e transferência de calor usados durante o desenvolvimento deste trabalho, assim como as malhas usadas durante o processo de optimização. Também foram definidos os limites de desempenho impostos pela JDeus, bem como os pontos de funcionamento do *intercooler*.

### 5.1 Definição de critérios de desempenho e pontos de funcionamento

Como referido em 1.3, o objetivo principal deste trabalho é aumentar o desempenho do *intercooler*, sendo que esta optimização está sujeita algumas restrições por parte da JDeus. As restrições principais foram ao nível de variáveis de desempenho, tais como a queda de pressão de ambos os fluidos e a eficiência. Os valores de desempenho do *intercooler* actual estão presentes na tabela 5.1. Os pontos de funcionamento do *intercooler* encontram-se na tabela 5.2. Sendo assim, a análise dos resultados centrou-se em grande parte na procura de pontos que preencham estes 3 critérios:

- Eficiência térmica superior ou igual à do *intercooler* original;
- Uma queda de pressão não superior a 85.35 mbar no ar e 201.45 mbar na água;
- Maior massa volúmica possível à saída dos canais de ar.

Este último critério serviu como parâmetro de comparação entre duas soluções com resultados idênticos.

**Tabela 5.1:** Parâmetros de desempenho do *intercooler* para o ponto de funcionamento *very high*

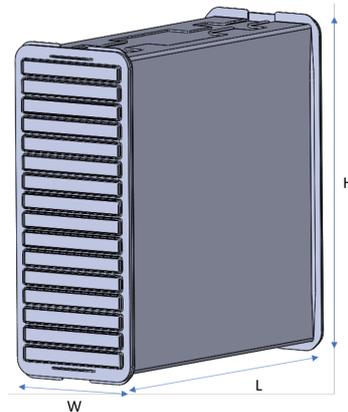
Queda de pressão Água (mbar)	Queda de pressão Ar (mbar)	Eficiência (%)	Massa volúmica do ar à saída (Kg/m <sup>3</sup> )	Potência (KW)
134.5	56.9	97.7	3.247	40.87

**Tabela 5.2:** Pontos de funcionamento do *intercooler*

	LOW	HIGH	VERY HIGH
Pressão de entrada ar (mbar)	2000	2500	3000
Temperatura de entrada ar (K)	423	453	483
Caudal mássico ar (Kg/s)	0.0833	0.167	0.25
Temperatura de entrada água (K)	318	318	318
Caudal mássico água (Kg/s)	0.175	0.2625	0.35

## 5.2 Caracterização do *intercooler Highland*

O *intercooler* (denominado de *Highland*) da figura 5.1 desenvolvido pela JDeus, é um permutador em contracorrente, em que os fluidos circulantes são o ar de admissão, que é arrefecido por uma mistura de água/glicol a 50%. As propriedades da solução água/glicol foram fornecidas pela JDeus e inseridas no *STAR-CCM+*. O ar foi modelado como *equilibrium air*, com a condutividade térmica e a viscosidade dinâmica dadas pela lei de Sutherland.



**Figura 5.1:** Ninho do *intercooler Highland*

As dimensões do ninho, estrutura que contém os canais, estão apresentadas na tabela 5.3. Como há sempre mais um canal de água em relação ao número de canais de ar, as análises feitas serão sempre relativas ao número de canais de ar.

**Tabela 5.3:** Dimensões e parâmetros geométricos da geometria *Highland*

LARGURA/W (mm)	COMPRIMENTO/L (mm)	ALTURA/H (mm)	Nº Canais Ar	Nº Canais Água	Espessura Alumínio (mm)
64	175	170.5	16	17	0.4

Os coeficientes de resistência das alhetas também foram fornecidos. Nos canais de ar, a alheta usada é a *louvered* e nos de água, a *offset*. No caso do ar, como este circula num só sentido, apenas foi considerada a resistência numa direcção. No caso da água, devido ao modo como a água percorre os canais, foi necessário usar duas resistências, uma para cada direcção de escoamento.

Na tabela 5.4 estão os coeficientes de resistência fornecidos pela JDeus. Estes coeficientes são os denominadores das resistências da equação (4.12).

**Tabela 5.4:** Coeficientes  $K_i$  e  $K_v$  fornecidos pela JDeus

	LOUVERED		OFFSET	
	Inercial ( $K_i$ )	Viscosa ( $K_v$ )	Inercial ( $K_i$ )	Viscosa ( $K_v$ )
x	0.01772	2.83314e-8	0.00024	2.0769e-8
y	0	0	0	0
z	10000	10000	0.04204	1.3263e-7

## 5.3 Validação dos modelos e malhas

### 5.3.1 Escoamento interno

O processo de validação consiste na comparação do modelo computacional com o mundo real. Este processo é feito com base na escolha de modelos que consigam representar o objecto real. Determinar a qualidade de um modelo relativamente à sua semelhança com a realidade é feito com base na comparação entre os resultados numéricos e resultados experimentais, ou como foi feito nesta dissertação, através de correlações e equações aceites pela comunidade científica.

A validação dos modelos laminar e de turbulência  $k - \omega$  foi feita através da perda de carga do fluido. O modelo geométrico assumido foi de um canal de largura infinita e condições periódicas de escoamento totalmente desenvolvido à entrada. Os resultados estão presentes na tabela 5.5.

**Tabela 5.5:** Comparação da perda de carga obtida com correlação

	$Re_{D_h}$	CFD (Pa)	CORRELAÇÃO (Pa)	DIFF (%)
<b>Laminar</b>	160	0.764	0.768	0.5
<b>Turbulento</b>	16000	351.93	350.17	0.5

Para escoamento com transmissão de calor o parâmetro que nos permitiu avaliar e comparar com correlações existentes foi o  $N_u$ . As condições impostas foram temperatura constante nas paredes e escoamento totalmente desenvolvido à entrada. Desta forma, ao usar escoamento totalmente desenvolvido, o  $N_u$  é constante e não é influenciado pela região de entrada. Para escoamento laminar, o  $N_u$  apenas depende das condições impostas na parede e da geometria do canal, como referido em 3.2 e segundo a tabela 3.5. Para escoamento turbulento a validação pode ser feita recorrendo às correlações (3.8) e (3.9), sendo que foi usada a de *Gnielinski* (3.9) devido a esta ter um erro menor associado.

**Tabela 5.6:** Comparação do Nusselt obtido com correlação

	$Re_{D_h}$	CFD	CORRELAÇÃO	DIFF(%)
<b>Laminar</b>	160	7.52	7.54	0.265
<b>Turbulento</b>	16000	118.74	122.82	3.322

Como a diferença dos resultados do modelo numérico em relação aos resultados das correlações é baixo, validou-se assim o modelo de turbulência  $k - \omega$  e o modelo laminar.

### 5.3.2 Modelo de Meio Poroso

A presença das alhetas foi simplificada recorrendo ao uso de um modelo de meio poroso, que através das equações (4.8),(4.9) e (4.10) ou (4.11), é imposto um poço de *momentum* e calculada a transmissão de calor entre a alheta e o fluido.

A influência da camada limite também é preciso ser avaliada, pois como o modelo de meio poroso já considera as forças viscosas na resistência viscosa, aplicar condições de não escorregamento em conjunto com o meio poroso iria duplicar as forças viscosas realmente presentes. Nas tabelas 5.7 e 5.8 são apresentados os resultados relativos à influência da condição de não escorregamento e a comparação com o uso de poço de *momentum* para modelar a perda de carga imposta pela alheta. A influência da condição de não escorregamento é quantificada através da comparação da força de atrito das paredes com a força total imposta no fluido. A força total foi, posteriormente, comparada com a perda de carga realmente imposta no fluido.

**Tabela 5.7:** Resultados para alheta *louvered*

Condição na parede	Força Parede (N)	Força alheta (N)	Força Total (N)	Perda de Carga (N)	Diferença entre a perda de carga e a força total (%)
<b>Poço de <i>Momentum</i></b>					
Não escorregamento	7.287E-04	2.431E-02	2.504E-02	2.515E-02	0.43
Escorregamento		2.416E-02	2.416E-02	2.425E-02	0.36
<b>Meio poroso</b>					
Não escorregamento	7.252E-04	2.431E-02	2.503E-02	2.51E-02	0.42
Escorregamento		2.416E-02	2.416E-02	2.42E-02	0.35

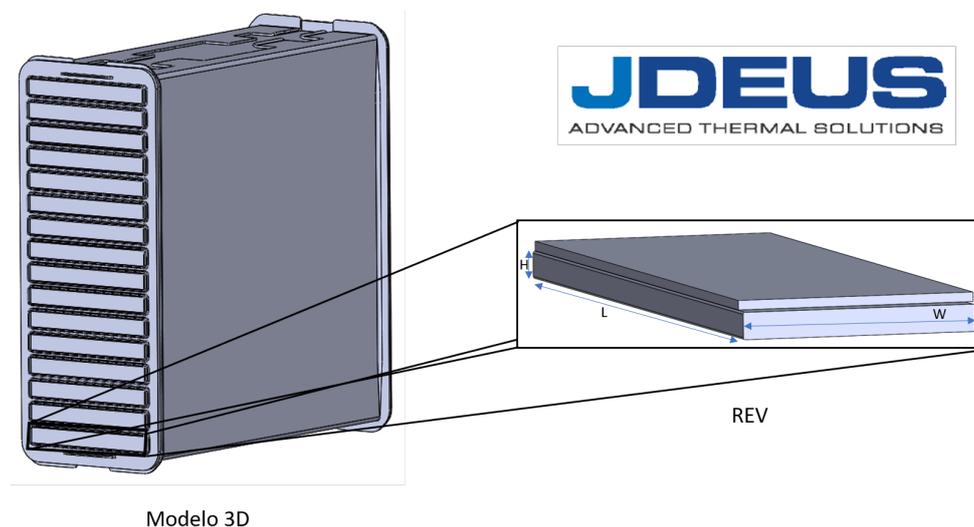
**Tabela 5.8:** Resultados para alheta *offset*

Condição na parede	Força Parede (N)	Força alheta (N)	Força Total (N)	Perda de Carga (N)	Diferença entre a perda de carga e a força total (%)
<b>Poço de <i>Momentum</i></b>					
Não escorregamento	7.790E-04	1.250E-02	1.328E-02	1.328E-02	0.0
Escorregamento		1.229E-02	1.229E-02	1.229E-02	0.0
<b>Meio poroso</b>					
Não escorregamento	7.790E-04	1.250E-02	1.328E-02	1.328E-02	0.0
Escorregamento		1.229E-02	1.229E-02	1.229E-02	0.0

Analisando os resultados, conclui-se que não há diferença entre usar o modelo poroso ou o poço de *momentum* para modelar a perda de carga na alheta. Usando o poço de *momentum*, a turbulência é calculada, enquanto usando o modelo poroso esta é imposta. Como o escoamento no canal de água é laminar, não há diferença entre usar o modelo de meio poroso ou impor um poço de *momentum*. Desta forma, validou-se o modelo poroso para substituir a alheta em termos de perda de carga. Conclui-se também que a utilização da condição de não escorregamento é desprezável relativamente à queda de pressão imposta pelo meio poroso, sendo apenas responsável por 5% da força total. Relativamente ao modelo 2D, esta condição reforça a hipótese de a influência das paredes laterais ser mínima. Assim, validou-se também a utilização da condição de escorregamento nas paredes do canal.

### 5.3.3 Simplificação do Modelo 3D do Ninho

O modelo presente na figura 5.1 apresenta uma complexidade demasiado grande para pôr em prática um processo de optimização de desempenho do mesmo. A estrutura é um conjunto de canais, de ar e água, separados por uma camada de alumínio. Usar a estrutura completa ia exigir um grande poder computacional, para além de que todas as geometrias teriam que ser produzidas individualmente, tornando o processo lento e pouco eficiente. Para além destes factores, com a alteração no número e tamanho dos canais, as caixas que direccionam os fluidos para os diferentes canais não estariam feitas para a disposição apresentada, o que levaria a que o desempenho diminuísse devido a problemas de uniformização de caudal e ou outros fenómenos, como geração de vórtices e zonas de recirculação. Simular tanto o ninho, como as caixas, tornaria inviável um processo de optimização, de modo a que um modelo simplificado capaz de descrever o modelo real foi aplicado. Este modelo simplificado é o *REV* do ninho, figura 5.2, e neste caso é composto por um canal de ar e um canal de água, separados por uma camada de alumínio.

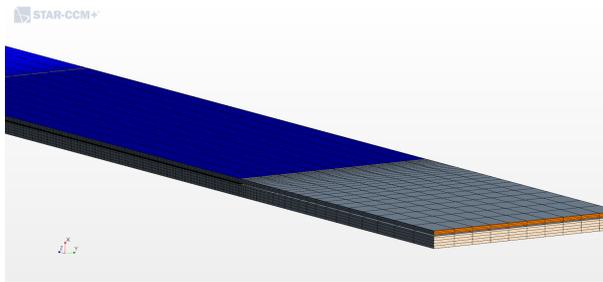


**Figura 5.2:** *REV* usado durante os processos de optimização

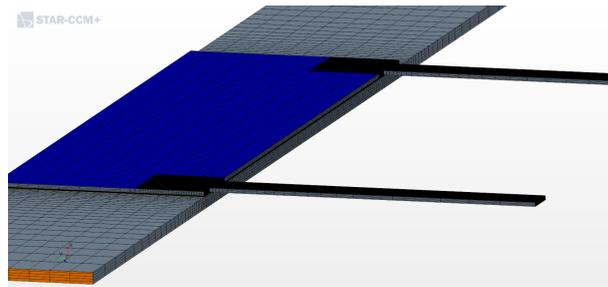
Como o escoamento dentro do canal é simétrico, apenas meio canal é necessário para modelar o canal real. Assim reduziu-se o *REV* para dois meios canais separados por uma camada de alumínio.

Outra simplificação feita foi o modo que a água percorre o canal. Na geometria original 5.4, a água entra no sentido *LPD* e é forçada a ir no sentido *HPD*, como mostra a figura 5.5. Como a distância percorrida e a resistência à passagem do escoamento no sentido *LPD* é muito reduzida, em comparação com o percurso no sentido *HPD*, assumiu-se escoamento puro contracorrente onde a água apenas segue no sentido *HPD*, como mostra a figura 5.3.

Extrusões foram adicionadas às secções de entrada de ambos os fluidos de modo a que as condições de fronteira não sejam aplicadas directamente no meio poroso e para o escoamento não ser puramente axial à entrada do meio poroso. O modelo em contracorrente puro foi posteriormente simplificado para um modelo 2D, que é apenas uma secção do modelo 3D, onde foi possível reduzir ainda mais o tamanho da malha necessária para discretizar o canal.



**Figura 5.3:** Malha usada para a geometria 3D em contracorrente puro.



**Figura 5.4:** Malha usada para a geometria 3D Real.



**Figura 5.5:** Streamlines no canal de água real

Devido ao uso do modelo poroso e da condição de escorregamento, a malha usada não precisa de ser muito fina para que se consiga modelar correctamente o escoamento dentro do canal. Analisando a tabela 5.9, numa malha com 5 vezes mais células não há uma alteração significativa nos resultados em ambos os canais.

**Tabela 5.9:** Independência de malha para o modelo 3D simplificado

$\Delta T$ (K)	Diferença para a malha mais refinada ( $\Delta T(\%)$ )	Tamanho do volume de controlo (m)
18.77	0.0743	5.00E-04
18.75	0.1411	2.00E-04
18.75	0.1396	3.00E-04
18.76	0.0852	1.00E-04
18.92	-0.7571	8.90E-05
18.81	-0.1577	8.50E-05
18.78	-	7.90E-05

### 5.3.4 Modelo de Energia

O modelo de meio poroso permite a escolha entre dois modelos de energia, como referido na secção 4.1.3.: O modelo de equilíbrio térmico e o modelo de não equilíbrio térmico. O modelo de equilíbrio assume que ambas as fases estão à mesma temperatura e através da condutividade efectiva (calculada a partir da porosidade do meio), calcula a transmissão de calor. No entanto, a condutividade efectiva não pode ser avaliada usando a porosidade real, mas sim usando uma porosidade fictícia, pois usando a verdadeira o valor resultante seria muito superior à realidade. Já o modelo de não equilíbrio assume que as fases estão a temperaturas diferentes e que há trocas térmicas entre elas, sendo preciso providenciar

o coeficiente de convecção entre fases e a área de interação. A condutividade de ambas as fases é independente, embora a condutividade na fase sólida seja anisotrópica, de forma a reproduzir a condutividade real da alheta.

Como forma de verificar se o nosso modelo estava coerente com a realidade, comparou-se o modelo 3D simplificado com os resultados experimentais fornecidos pela JDeus.

A comparação foi feita usando tanto o modelo 3D em contracorrente puro como o 3D Real. O meio poroso foi implementado como na JDeus, com uma porosidade não real e modelo de equilíbrio térmico.

As condições impostas foram:

- *Mass flow inlet* na entrada e *Pressure outlet* na saída de ambos os canais;
- Condições adiabáticas nas paredes laterais e condição de simetria nos topos, com condição de escorregamento em todas as paredes.

Os resultados de ambas as simulações (3D contracorrente puro e 3D real) encontram-se na tabela 5.10. O ponto de funcionamento imposto foi o *very high*.

**Tabela 5.10:** Comparação dos resultados de ambas as geometrias (3D contracorrente puro e 3D real)

	$\epsilon(\%)$	$\Delta P_{ar}(\text{Pa})$	$\Delta P_{\text{agua}}(\text{Pa})$
<b>3D Contracorrente puro</b>	92.02	57.07	130.92
<b>3D Real</b>	89.71	57.92	135.39
<b>Experimental</b>	97.7	56.9	134.5

Comparando os resultados com o experimental, verifica-se uma diferença de cerca de 5% na eficiência para a geometria em contracorrente puro e 7% na geometria real. Como já foi referido, esta simplificação não é isenta de erros, mas com base nos resultados e simplificações feitas, conclui-se que a diferença apresentada é aceitável. Analisando a perda de carga da água, a diferença é mais significativa, pois no escoamento em contracorrente puro, a água percorre a alheta apenas no sentido *HPD*, preenchendo a totalidade do canal. Na geometria real, a água entra na alheta no sentido *LPD* e é forçada no sentido *HPD*, fazendo com que a água não preencha o canal em toda a sua largura. Este fenómeno faz com que o caudal não seja uniforme em todo o canal, o que promove uma diferente perda de carga e troca térmica.

Ao longo desta dissertação, durante as simulações com meio poroso, o modelo de não equilíbrio térmico será aplicado, uma vez que este representa melhor a realidade em relação ao modelo de equilíbrio térmico. No entanto, para este modelo é preciso que certas propriedades relativas à alheta sejam conhecidas, o que fez com que numa primeira fase deste trabalho, o meio poroso fosse removido pois estas propriedades ainda não tinham sido caracterizadas.

## Capítulo 6

# Optimização sem meio poroso

Esta optimização teve como objetivo procurar o melhor conjunto de alturas para um volume fixo igual ao *intercooler* original. Uma vez que a altura do ninho se mantém constante, o algoritmo genético fornecia dois valores que correspondiam às alturas de ambos os canais. A partir daí calculou-se o número de canais de cada fluido.

Ao modificar-se as alturas de cada canal, a alheta é alterada. Como nesta fase da dissertação não havia dados sobre os coeficientes das resistências inerciais e viscosas e as correlações desenvolvidas por Kim *et al.* [23][29] não mostraram resultados idênticos aos fornecidos pela JDeus, decidiu-se analisar o escoamento sem a presença de alhetas e inferir se a sua presença era necessária para produzir um desempenho semelhante ao actual. Outro impedimento no uso do meio poroso era não haver dados suficientes para usar tanto o modelo de equilíbrio ou o de não equilíbrio. Para usar o modelo de não equilíbrio era preciso saber o coeficiente de transmissão de calor entre as duas fases, dado desconhecido nesta fase da dissertação. Para usar o modelo de equilíbrio, era necessário saber qual o valor da porosidade que impõe a condutividade efectiva correcta.

Com base nestes argumentos, decidiu-se em conjunto com a JDeus estudar o escoamento no ninho sem a presença de alhetas.

### 6.1 Independência de malha

Esta análise foi feita usando o modelo 3D contracorrente puro sem modelo poroso e com condição de não escorregamento nas paredes. Desta forma, simulou-se como seria o ninho sem a presença de alhetas e com formação de camada limite nas paredes.

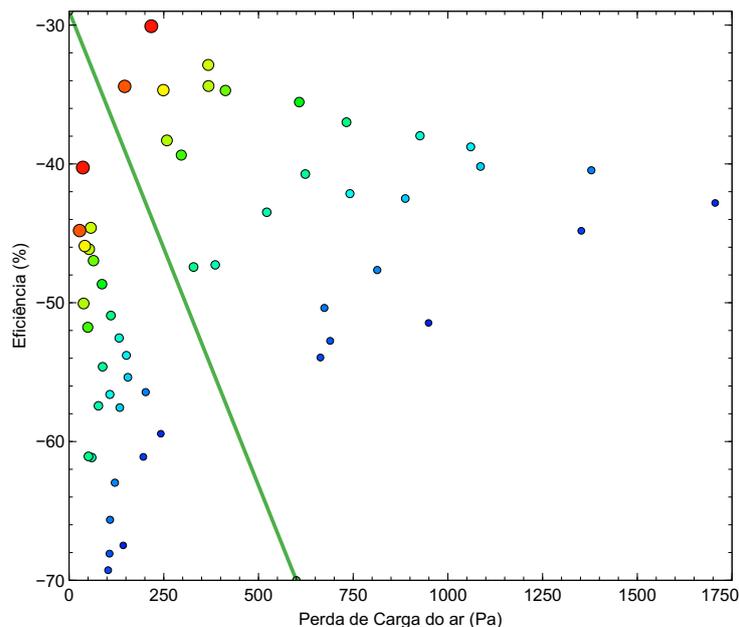
Devido à presença da camada limite, teve-se que adicionar prismas na malha para que esta fosse modelada de forma correcta. Uma nova independência de malha teve que ser feita para este caso, sendo a malha escolhida a de  $5.92 \times 10^5$  de células. Analisando a tabela 6.1, apresenta apenas uma diferença de cerca de 2.8% para a malha mais refinada que tem o dobro das células.

**Tabela 6.1:** Independência de malha para 3D em contracorrente puro sem meio poroso

Nº de Células	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (Pa)	Diferença para a malha mais refinada ( $\epsilon$ (%))	Diferença para a malha mais refinada ( $\Delta P_{ar}$ (Pa))
$2.84 \times 10^5$	15.12	46.87	0.0	-15.8
$3.44 \times 10^5$	15.12	46.87	0.0	-15.8
$3.92 \times 10^5$	15.37	44.47	-1.6	-9.9
$4.90 \times 10^5$	15.39	44.45	-1.8	-9.8
$5.19 \times 10^5$	15.17	45.11	-0.3	-11.4
$5.92 \times 10^5$	15.27	41.61	-1.0	-2.8
$6.46 \times 10^5$	14.97	39.34	1.0	2.8
$7.37 \times 10^5$	15.28	41.48	-1.0	-2.5
$9.65 \times 10^5$	14.82	38.51	2.0	4.9
$1.14 \times 10^6$	15.12	40.48	-	-

## 6.2 Comparação entre diferentes pontos de funcionamento

A solução encontrada tem que ser transversal a qualquer ponto de funcionamento e cumprir os limites estabelecidos pela JDeus. Uma forma de contornar este problema é simular cada geometria para os 3 pontos de funcionamento (*Low*, *High* e *Very High*) e assim obter resultados que podem ser comparados. Esta solução não é eficiente devido ao tempo que seria necessário para simular cada geometria. Decidiu-se testar 27 geometrias aleatórias apenas com o objectivo de analisar se o desempenho relativo de cada geometria era transversal a qualquer ponto. Cada geometria foi simulada para os pontos *low* e *very high*, de modo a que ambos os pontos de funcionamento extremos fossem estudados. Cada ponto na figura 6.1 corresponde a uma simulação diferente, sendo que pontos do mesmo tamanho e cor correspondem à mesma geometria. A linha separa as simulações dependendo do ponto de funcionamento. À esquerda da linha, estão as simulações do ponto *low*, à direita, as do ponto *very high*. A eficiência apesar de aparecer negativa no gráfico esta é positiva e apenas aparece assim de forma a organizar os resultados obtidos.

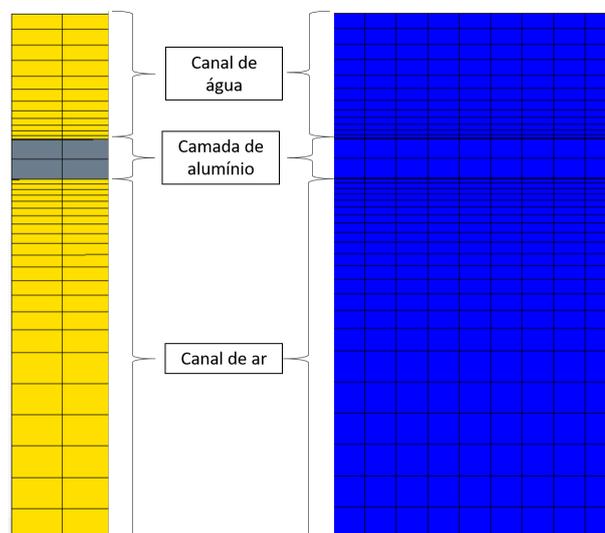


**Figura 6.1:** Resultados de diferentes geometrias em 2 pontos de funcionamento (Pontos da mesma cor e tamanho correspondem à mesma geometria, sendo que a linha verde separa os pontos de funcionamento)

Analisando a figura 6.1, percebe-se que os pontos da mesma geometria se encontram na mesma localização relativa em ambos os lados da linha verde. Desta forma, comprovou-se que é desnecessário simular os 3 pontos de funcionamento. Outro aspecto importante da análise da figura 6.1 é o nível de dispersão entre pontos de funcionamento. Resultados do ponto *low* têm uma menor dispersão, tornando mais difícil a sua comparação. Já os resultados para o ponto *very high* encontram-se mais dispersos, fazendo com que uma comparação entre diferentes geometrias seja mais fácil. Conclui-se que o ponto de funcionamento a ser usado durante as otimizações é o *very high*.

### 6.3 Modelo 2D

Como o escoamento é bidimensional, decidiu-se substituir o modelo 3D por um 2D, figura 6.2, e assim diminuir os recursos computacionais exigidos.



**Figura 6.2:** Malha usada durante a otimização (Vista de frente à esquerda e seção da vista lateral à direita)

As condições de fronteira impostas em ambos os modelos foram as mesmas. Na tabela 6.2 estão os resultados da geometria 2D e da geometria 3D em contracorrente puro para a geometria original.

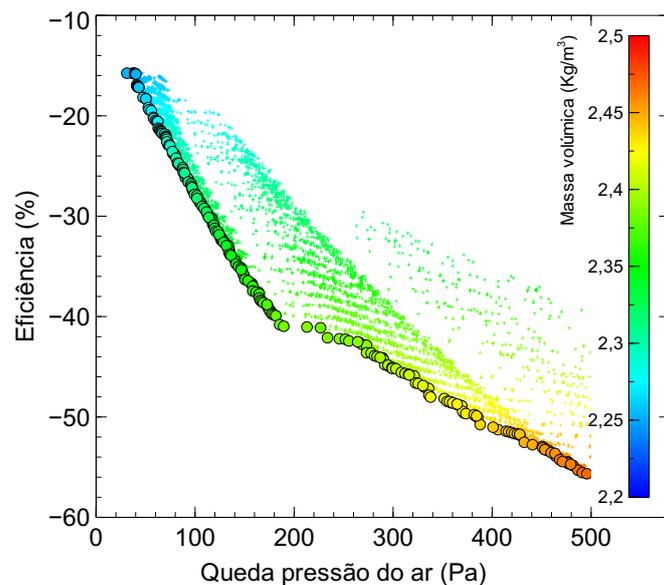
**Tabela 6.2:** Comparação entre geometria 2D e 3D em contracorrente puro

	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)
<b>Malha 2D</b>	15.47	0.3764
<b>Malha 3D</b>	15.27	0.4161

A única diferença entre os dois modelos é a influência das paredes laterais na forma como o escoamento pode ocorrer. Na perda de carga, a influência é mais significativa, pois existe a formação de camada limite levando a que haja tensões de corte que, conseqüentemente, aumenta a perda de carga. No caso da transmissão de calor, esta influência não é tão significativa pois as paredes laterais são adiabáticas e apenas alguma turbulência gerada pelas mesmas poderia ter influência na troca térmica.

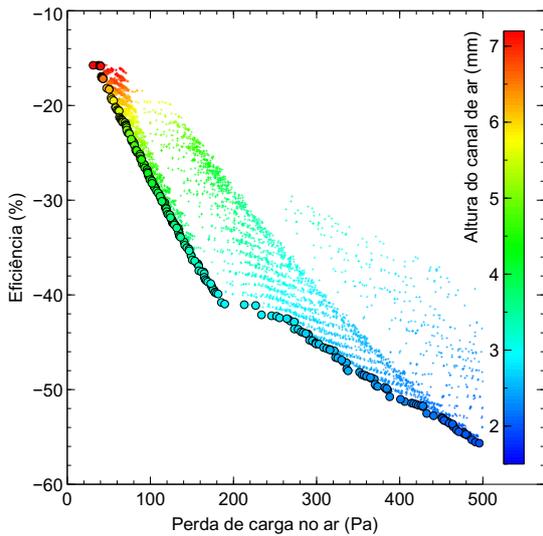
## 6.4 Resultados

Como referido no início deste capítulo, o objetivo desta otimização sem meio poroso era perceber a variação dos resultados consoante as alturas e o número de canais. Nesta otimização, os parâmetros a otimizar eram a eficiência e a perda de carga no ar, e as variáveis que constituíam um indivíduo eram as alturas de ambos os canais. A partir das alturas geradas pelo algoritmo genético e como as dimensões totais do ninho não se alteraram, o cálculo do número de canais de ar era função das alturas dos canais. A partir da seguinte expressão  $N = \frac{170.5 - H_{agua}}{H_{ar} + 0.6 + H_{agua}}$ , calculou-se o número de canais de ar presentes na geometria, sendo que os 0.6 correspondem a duas camadas de alumínio,  $H_{ar}$  e  $H_{agua}$  às alturas dos canais e 170.5 à altura original do *intercooler*. O *STAR-CCM+* alterava as alturas dos canais escalando a malha na vertical. O factor de escala é calculado pela equação  $x = \frac{H}{H_{Highland}}$ , onde  $H_{Highland}$  corresponde à altura do canal original, e  $H$  à altura dada pelo *GA*. O limite mínimo imposto para a altura de cada alheta foi 1 mm, enquanto que o limite máximo corresponde à altura original. A espessura da camada de alumínio que separa os dois canais foi reduzida para 0.3 mm em conformidade com as indicações dadas pela JDeus. Esta diminuição da espessura do alumínio permitiu que a resistência térmica entre canais fosse menor, o que leva a um aumento da eficiência térmica. Nas figuras seguintes, pontos da curva de Pareto são mostrados como '•' e os restantes como '+'.

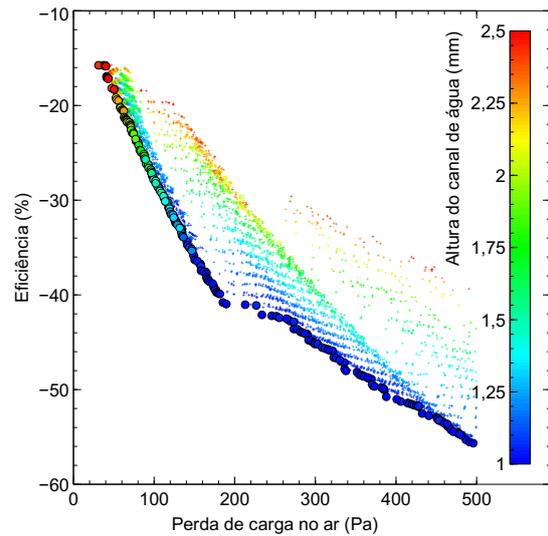


**Figura 6.3:** Curva de Pareto variando a massa volúmica do ar à saída

Na figura 6.3, percebe-se que a eficiência térmica é o que mais influencia a massa volúmica do ar à saída. Como não há uma perda de carga significativa, a influência deste parâmetro não se traduz na massa volúmica, uma vez que esta aumenta apenas com o aumento da eficiência. Na JDeus, a massa volúmica à saída do permutador é um parâmetro essencial de análise do desempenho do permutador. Este parâmetro não só consegue traduzir os efeitos da temperatura como traduz também os efeitos da pressão. Como estes dois parâmetros estão interligados com a eficiência térmica e à queda de pressão, analisando apenas a massa volúmica, percebe-se a tendência geral do desempenho do permutador.

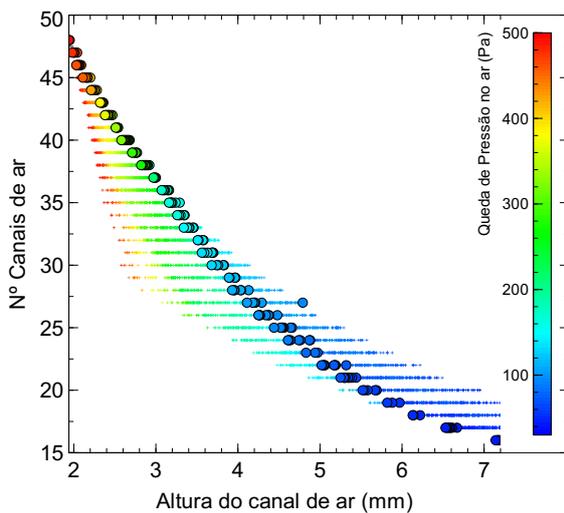


**Figura 6.4:** Curva de Pareto variando a altura canal de ar

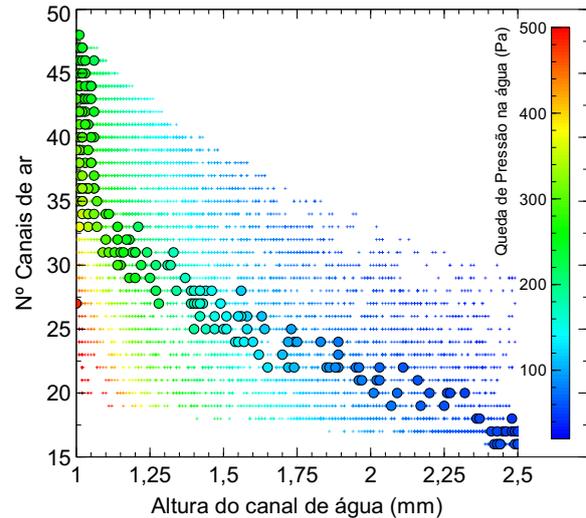


**Figura 6.5:** Curva de Pareto variando a altura canal de água

O aspecto geométrico que mais influencia a eficiência é a altura do canal de ar, como se pode analisar na figura 6.4. Quanto menor a altura, maior é a eficiência, o que implica um maior número de canais. O canal da água controla a perda de carga do ar de uma forma indireta, como mostra a figura 6.5. Mantendo constante a altura do canal de ar, quanto menor for a altura do canal de água, maior o número de canais existentes, o que se traduz numa diminuição do caudal por canal e, conseqüentemente, menor velocidade. Este fenómeno é possível visualizar na figura 6.6. Quanto maior o número de canais, menor é a altura do canal de ar, o que leva a que haja uma maior perda de carga da parte do ar. Para um número de canais fixos, diminuindo a altura do canal de ar, há uma maior perda de carga no ar.



**Figura 6.6:** Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de ar variando a  $\Delta P_{ar}$  (mbar)

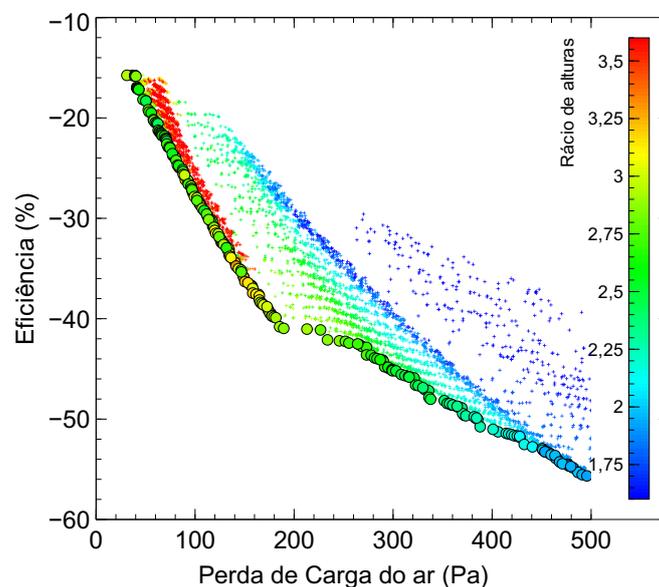


**Figura 6.7:** Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de água variando a  $\Delta P_{agua}$  (mbar)

Relativamente ao escoamento da água, a perda de carga na água tem uma tendência inversa à perda de carga no ar, como mostra a figura 6.7. Como a gama de alturas disponíveis é inferior à gama de

alturas da parte do ar, a maior variação neste parâmetro deve-se à mudança da altura do canal de água. Menor número de canais em conjunto com uma altura menor do canal de água faz com que a velocidade do escoamento aumente, o que promove uma maior perda de carga. A perda de carga na água é um parâmetro importante, como já referido, mas não é o factor decisivo na escolha da melhor solução.

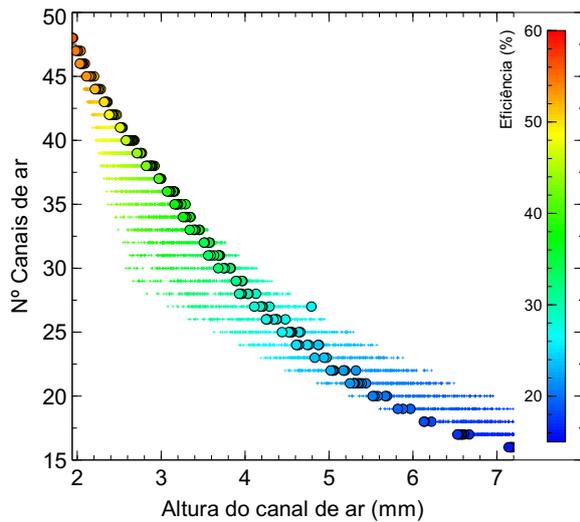
Analisando a figura 6.8, percebe-se que os pontos sobre a curva de Pareto apresentam um rácio de alturas entre 2 e 3. Se uma maior eficiência térmica é pretendida, o rácio de alturas deve ser próximo de 2 e com uma altura no canal de ar menor que 3.5 mm. Se é uma perda de carga menor, deve-se escolher uma relação entre canais mais próxima de 3 e a altura do canal de ar mais próxima de 7.2 mm. Rácios elevados levam a que haja um caudal de ar muito elevado por canal, o que aumenta a capacidade térmica ( $C = \dot{m}c_p$ ), levando a que seja necessário uma maior quantidade de energia para baixar a temperatura do fluido. Rácios muito baixos aumentam a velocidade do ar, aumentando também a perda de carga.



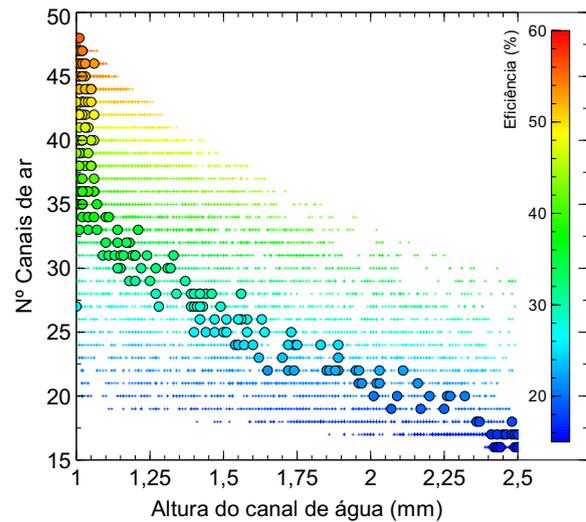
**Figura 6.8:** Curva de Pareto variando o rácio entre alturas (esquema de cores limitado a valores entre 1.6 e 3.6)

Como já foi referido, ambos os parâmetros em estudo variam consoante vários factores. Perceber de que forma é que estes factores se relacionam e modificam os restantes parâmetros é crucial para o estudo em questão. Como um dos factores geométricos (número de canais) é função dos outros dois factores (alturas de ambos os canais), analisando apenas as alturas dos canais, percebe-se a tendência geral.

Analisando apenas o caudal, quanto maior o número de canais (menor caudal por tubo), maior é a eficiência, como as figuras 6.9 e 6.10 mostram, e menor é a altura do canal. Se assumirmos escoamento interno com  $UHF$ , como Islam *et al.* [92], a correlação proposta por Dittus-Boelter (3.8) pode ser aplicada. Como o ar tem um  $P_r$  da ordem de 0.7, enquanto o fluido frio na ordem de 6, a resistência térmica global (3.12) será limitada pelo coeficiente de convecção do ar, como foi comprovado por Arie *et al.*[93]. Para melhorar a eficiência térmica é preciso que, no canal de ar, o coeficiente de convecção aumente ou a

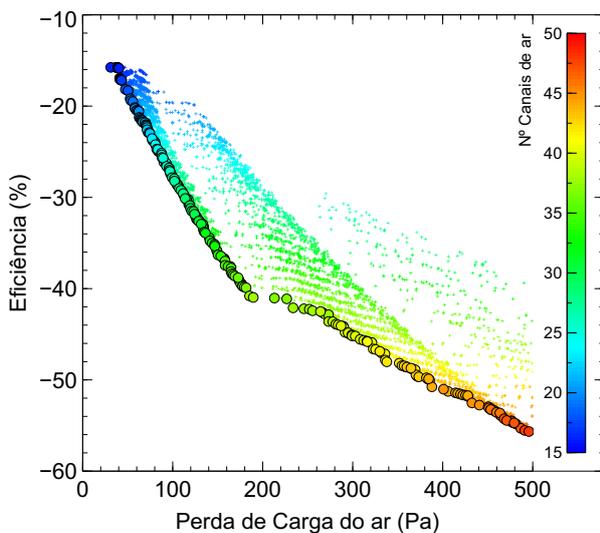


**Figura 6.9:** Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de ar variando a eficiência.

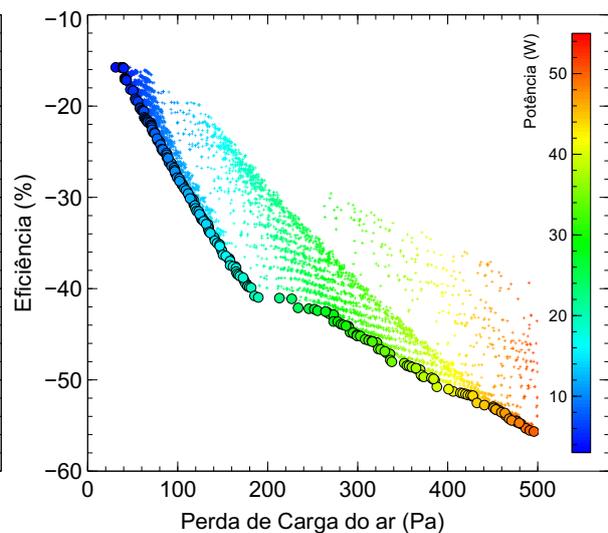


**Figura 6.10:** Distribuição de resultados em função do número de canais e altura do canal de água variando a eficiência

capacidade térmica diminua. Ao diminuir o caudal por canal, a capacidade térmica diminui, reduzindo a energia necessária que é preciso trocar para baixar a temperatura do ar. A redução da altura do canal promove um aumento de velocidade, aumentando assim a tensão de corte e, conseqüentemente, a perda de carga. Derivado do facto de estes dois factores estarem relacionados, é necessário perceber quando é que o aumento da eficiência não compensa o aumento da perda de carga. A figura 6.11 mostra uma alteração na tendência da curva de Pareto por volta de uma perda de carga de 200 Pa e de uma eficiência térmica 40%. A partir deste ponto, o declive não é tão negativo, o que faz com que a perda de carga aumente a um ritmo superior relativamente ao aumento da eficiência. Conclui-se que a partir de 35 canais e um rácio de alturas inferior a 3, o aumento da eficiência não acompanha o aumento da perda de carga.



**Figura 6.11:** Curva de Pareto variando o número de canais



**Figura 6.12:** Curva de Pareto variando a potência necessária para bombear o ar

A potência necessária para induzir o escoamento, calculada a partir de  $Q \times \Delta P$ , também é de elevada importância. Quanto menor for, mais facilmente se consegue instalar o permutador num veículo. Analisando a figura 6.12, existe uma grande variação na potência necessária para promover o escoamento nos canais de ar, variando até 10 vezes a potência necessária .

## 6.5 Conclusões do Estudo sem meio poroso

Analisando todas as figuras da secção anterior, e reforçando que neste estudo não há alhetas presentes, percebeu-se as tendências que o escoamento tem de acordo com as alturas de cada canal.

As principais conclusões retiradas do estudo anterior são:

- Não se consegue obter uma solução que tenha uma maior eficiência térmica e uma menor perda de carga em ambos os fluidos do que a geometria original. Percebeu-se assim que há sempre um parâmetro que tem que ser prejudicado em detrimento do outro.
- O ar é o fluido limitante na troca térmica. A água tem um coeficiente de transmissão de calor muito superior ao do ar, o que faz com que variações na altura da água, para o mesmo número de canais, não se traduza numa maior eficiência térmica.
- Quanto maior o número de canais maior é a eficiência térmica e a perda de carga no ar.
- O rácio entre as alturas deve ser entre 2 e 3, dependendo da altura do canal de ar e do parâmetro que se quer otimizar.
- Há uma clara alteração na derivada da curva de Pareto, a partir dos 35 canais e uma rácio de alturas menor que 3, levando a que esta não tenha um declive tão acentuado. Esta alteração indica-nos que a partir deste ponto o aumento da eficiência é menor quando comparado com o aumento da perda de carga.
- A potência necessária para promover o escoamento tem uma variação muito grande, cerca de 10 vezes entre pontos extremos.

No entanto, este estudo não permite obter uma solução com melhor desempenho do que a geometria actual com alhetas. Devido a este problema, na secção seguinte serão caracterizadas as alhetas usadas pela JDeus, para posteriormente aplicar o meio poroso durante as optimizações.

## Capítulo 7

# Optimização com meio poroso

Após a análise dos resultados do capítulo anterior, não se conseguiu obter uma solução capaz de satisfazer os limites impostos pela JDeus. Esta indefinição acontece por não se perceber a influência das alhetas neste escoamento.

Para continuar a optimização do *intercooler* foi preciso caracterizar as propriedades das alhetas, para que estes possam ser implementados no estudo de optimização. A presença de alhetas é imperativo, pois, não só promovem a transferência de calor, como também aumentam a resistência estrutural a deformações. Desta forma, saber a influência das alhetas é crucial para obter um resultado válido e com aplicação prática na JDeus. Uma vez que na literatura não existiam correlações que permitissem obter resultados próximos aos que foram fornecidos pela JDeus, foi estabelecido um processo no âmbito da análise multiescala em consideração.

Procedeu-se assim à caracterização das alhetas em termos de coeficientes de resistência, condutividade equivalente e coeficiente de transmissão de calor.

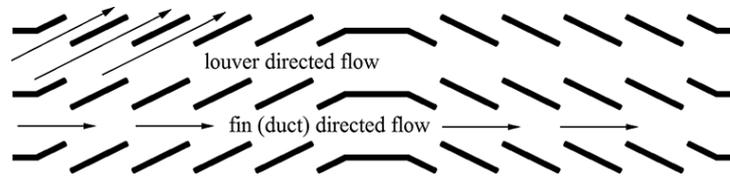
### 7.1 Caracterização das alhetas *louvered* e *offset*

Esta caracterização foi feita alterando apenas altura das alhetas, multiplicando a altura da alheta original pelo factor de escala, igual ao factor que modificava a altura dos canais na optimização sem meio poroso do capítulo 6. Posteriormente, os dados recolhidos foram ajustados a equações em função da escala. Assim, sabendo a escala da alheta, obtêm-se todas as propriedades. As tabelas com os coeficientes resultantes dos ajuste feitos para ambos as alhetas encontram-se no Primeiro Anexo A.

### 7.2 Alheta *Louvered*

Este alheta é alvo de estudo desde 1950, quando Kays e London [33] investigaram pela primeira vez o desempenho do mesmo. A principal característica deste alheta é conseguir uma grande superfície de contacto entre o fluido e o sólido, impondo uma perda de carga relativamente baixa. Segundo Cowell *et al.* [94], a alheta *louver* consegue melhor desempenho, quer térmico quer ao nível da perda de carga, do

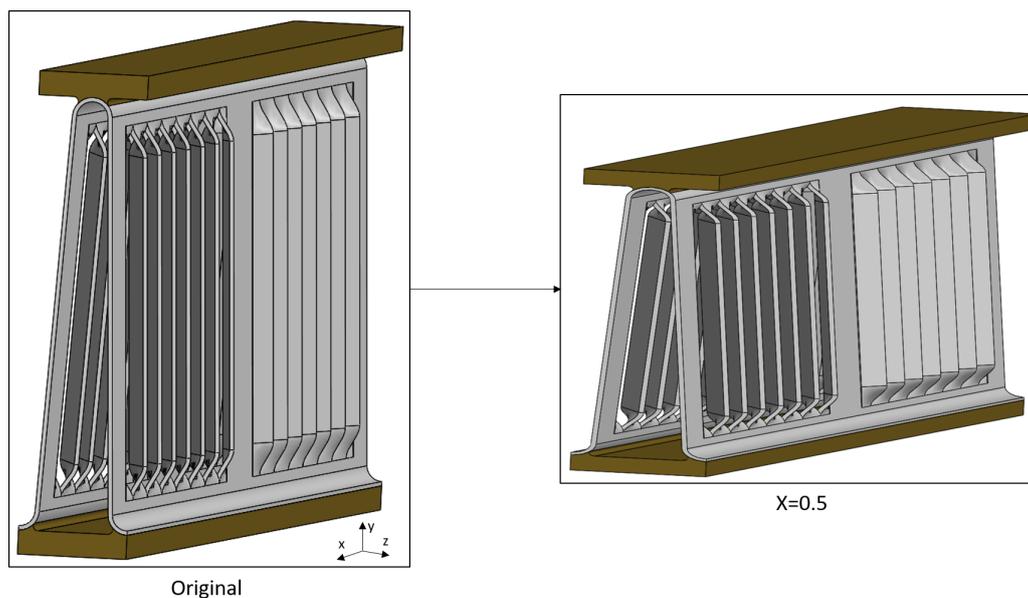
que a alheta *offset* na direcção *HPD*. Ao contrário do que se possa imaginar ao olhar para a configuração da alheta *louver*, o principal objetivo não é induzir turbulência entre o *duct flow* e o *louver flow*, mas induzir pequenas camadas limites entre as aberturas da alheta. Este fenómeno promove uma grande troca calor e uma perda de carga relativamente baixa.



**Figura 7.1:** Diferença entre *duct flow* e *louver flow*

Os modelos geométricos das duas alhetas usadas neste ninho foram facultados pela JDeus. Começou-se por validar os modelos e verificar se a malha era correta. Estes processos foram feitos comparando os resultados numéricos com os resultados fornecidos pela JDeus.

Tal como foi feito para a geometria do ninho, também é possível identificar um *REV*, figura 7.2, em ambas as alhetas. Ao utilizar-se o *REV* em conjunto com condições periódicas, conseguiu-se modelar uma alheta de comprimento e largura infinita.



**Figura 7.2:** *REV* da alheta e geometria obtida após aplicar uma escala de 0.5 em altura.

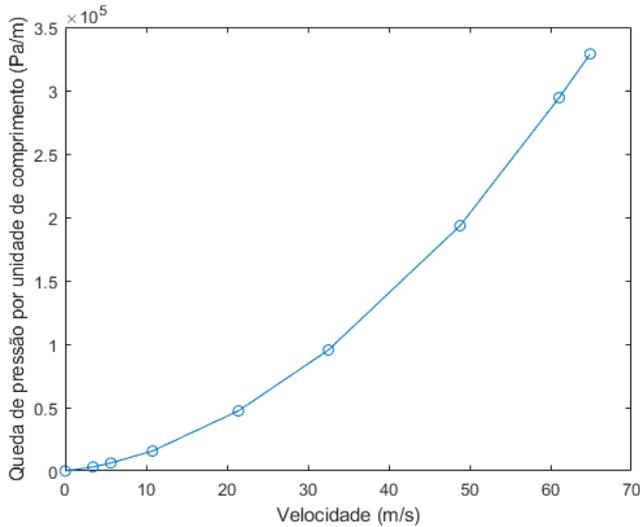
### 7.2.1 Coeficientes de resistência

Como já explicado em 4.1.3, os coeficientes de resistência calculam-se colocando os pontos obtidos experimentalmente ou numericamente sobre uma curva de formato (4.12).

Como primeira abordagem ao estudo da alheta *louvered*, comparou-se os resultados fornecidos pela JDeus aos resultados numéricos obtidos. A JDeus obtém estes coeficientes simulando numericamente uma alheta *louvered* com cerca de 100 mm de comprimento e 5.4 mm de largura para diferentes

caudais. Em contraste, ao simularmos apenas o *REV*, reduziu-se as dimensões para cerca de 32 mm de comprimento e 1.8 mm de largura. Esta redução permitiu minimizar o poder computacional necessário.

Os resultados obtidos foram tabelados em 7.1, para uma massa volúmica do ar de  $1.183 \text{ Kg/m}^3$  e viscosidade  $1.8461\text{E-}5 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ .



**Figura 7.3:** Curva  $\Delta P/L$  - Velocidade

**Tabela 7.1:** Resultados para alheta *louvered*

$\Delta P/L$ (Pa/m)	Velocidade Média (m/s)
0	0
3.145E+03	3.43
6.290E+03	5.64
1.574E+04	10.78
4.739E+04	21.42
9.536E+04	32.54
1.934E+05	48.82
2.944E+05	61.07
3.288E+05	64.89

Os resultados obtidos foram 0.017812 para o coeficiente inercial e  $2.4562\text{E-}08$  para o coeficiente viscoso. Comparando os resultados obtidos com os fornecidos pela JDeus, a diferença é de cerca de 0.5% para o coeficiente inercial e 13.3% para o coeficiente viscoso. O coeficiente viscoso teve a maior discrepância, mas é aceitável, pois a componente viscosa tem uma maior influência para escoamentos com  $Re_D$  abaixo de 1. Como o escoamento estudado tem um  $Re_D$  na ordem de  $2 \times 10^4$ , considerou-se que o modelo foi validado e a malha é própria para o estudo.

As várias geometrias usadas foram obtidas escalando a malha da geometria original. A única diferença que a escalação provoca é uma redução de espessura nos topos da alheta, como a figura 7.2 mostra. A tabela A.1 contém os resultados obtidos da simulação de um escoamento pela alheta *louvered* para diferentes caudais e escalas.

Geometrias com uma escala acima de 1 foram simuladas para verificar se a tendência se mantinha em relação aos pontos de escala inferior a 1.

Estes pontos foram posteriormente ajustados à equação (4.12) para obter os coeficientes de resistência para cada escala.

Estes coeficientes obtidos foram ajustados a uma equação para obter estes valores em função da escala. Nas equações (7.1) e (7.2), o  $x$  corresponde à escala.

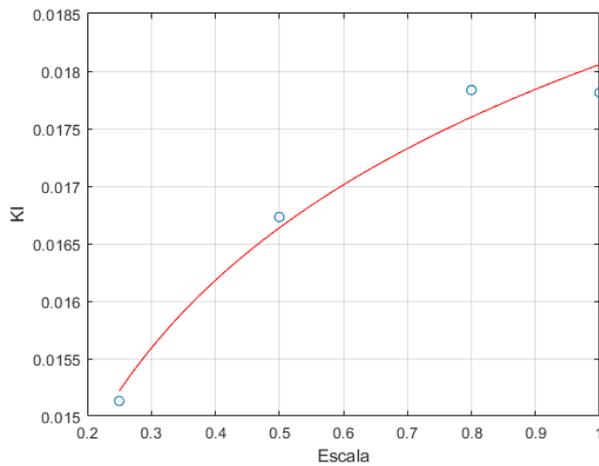
**Coeficiente de Resistência Inercial** (7.1)

$$K_i = 2.3229 \times 10^{-3} \ln x + 1.8349 \times 10^{-2}$$

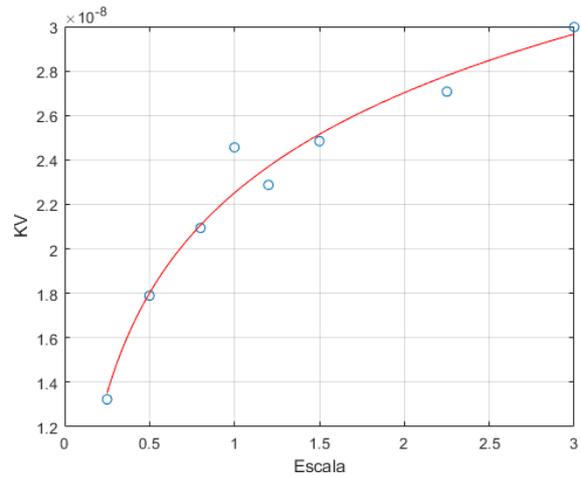
**Coeficiente de Resistência Viscosa** (7.2)

$$K_v = 6.4958 \times 10^{-9} \ln x + 2.2516 \times 10^{-8}$$

A curva para obter  $K_v$  foi ajustada adicionando escalas superiores a 1 devido a haver um melhor ajuste da curva aos pontos. Como já foi referido, a parte viscosa é de menor importância e por isso



**Figura 7.4:** Curva obtida após ajuste aos coeficientes  $K_i$  em função da escala.



**Figura 7.5:** Curva obtida após ajuste aos coeficientes  $K_v$  em função da escala.

pequenos desvios não serão significativos nos resultados finais. Para a escala igual a 1, o coeficiente viscoso apresenta um desvio significativo. Este desvio resulta do  $R_e$  dos pontos calculados, sendo que para a escala 1, há um menor número de pontos a  $R_e$  baixos simulados.

## 7.2.2 Condutividade equivalente

A alheta ao ser modelada como meio poroso deixa de ter a sua forma original e passa a ser modelado por equações. Assim, a sua forma deixa de ser bem definida, como a figura 2.4 mostra, e passa a ser modelado como um bloco poroso. Devido a esta alteração na geometria da alheta é preciso calcular a nova condutividade da alheta, ou seja, a condutividade equivalente. Como o modelo poroso permite que a fase sólida tenha uma condutividade anisotrópica, procedeu-se ao cálculo das condutividades nas 3 direcções.

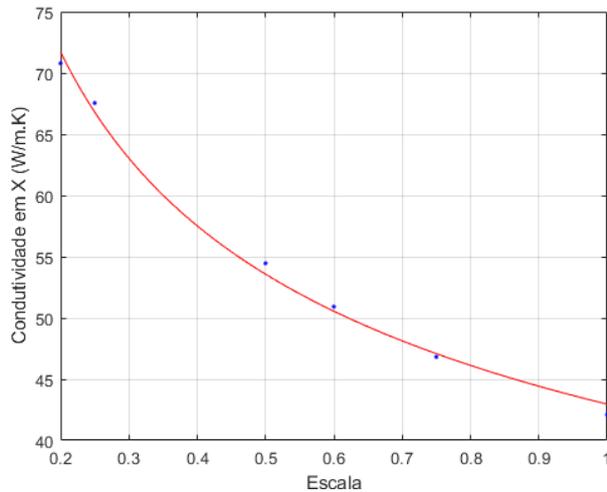
Simulando apenas a alheta, uma diferença de temperatura foi imposta nas faces em cada direcção e a quantidade de calor transferida calculada. Um pós processamento desta informação é necessário para adaptar os dados recolhidos ao modelo poroso. As equações seguintes foram usadas para obter as diferentes condutividades, substituindo em cada equação as propriedades da alheta.

$$\begin{array}{lll}
 \text{Direcção x (axial)} & \text{Direcção y (vertical)} & \text{Direcção z (transversal)} \\
 k_x = \frac{q_x}{HW\Delta T(1-\chi)} \times L & k_y = \frac{q_y}{LW\Delta T(1-\chi)} \times H & k_z = \frac{q_z}{LH\Delta T(1-\chi)} \times W
 \end{array}
 \quad (7.3) \quad (7.4) \quad (7.5)$$

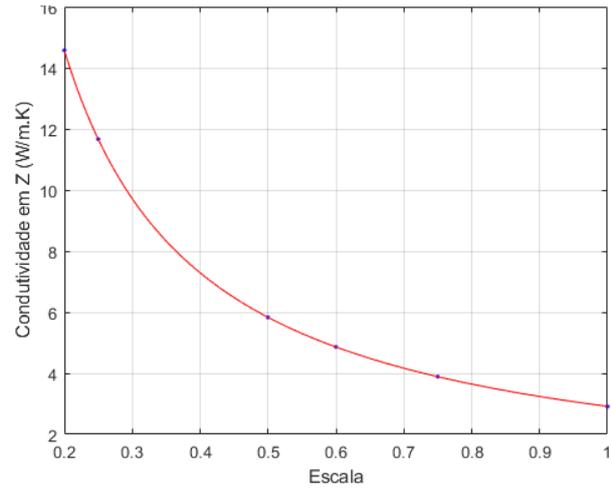
Na tabela A.3 encontram-se os valores obtidos para diferentes escalas. Posteriormente, ajustou-se os pontos a uma equação em função da escala (7.6-7.8).

$$\begin{array}{lll}
 \text{Direcção x} & \text{Direcção y} & \text{Direcção z} \\
 k_x = 42.96x^{-0.3185} & k_y = -128.6x^2 + 181.3x + 75.2 & k_z = 2.916x^{-0.9997}
 \end{array}
 \quad (7.6) \quad (7.7) \quad (7.8)$$

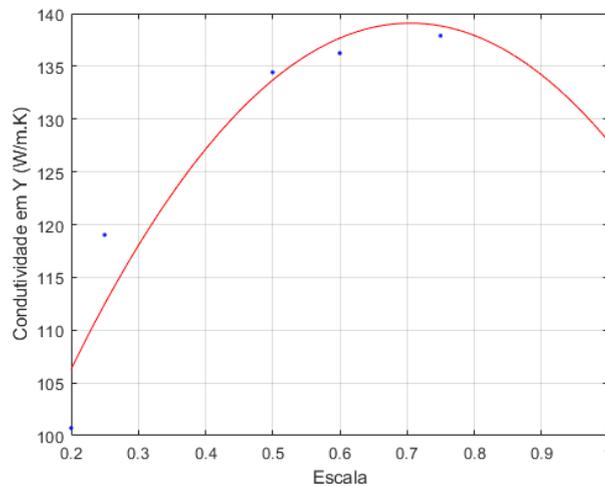
As curvas para a condutividade nas direcções X e Z, figuras 7.6 e 7.7, apresentam um bom ajuste aos resultados, enquanto na direcção Y a curva não se ajusta completamente, figura 7.8. A espessura



**Figura 7.6:** Condutividade em X - *louvered*



**Figura 7.7:** Condutividade em Z - *louvered*



**Figura 7.8:** Condutividade em Y - *louvered*

da alheta nos topos não se mantém constante para todas as escalas, razão pela qual se verifica esta discrepância. Como a espessura diminui em conjunto com a altura da alheta, há dois aspectos geométricos que se alteram durante o estudo, o que faz com que a equação seja não só função da altura da alheta, mas também da sua espessura.

### 7.2.3 Coeficiente de transmissão de calor

Para calcular o coeficiente de transmissão de calor simulou-se tanto a fase sólida (alheta), como o fluido e as placas de alumínio que separam os canais. Condições periódicas foram aplicadas nas fronteiras da fase líquida e sólida e nas laterais das placas de alumínio. Nos topos das placas foi aplicada uma condição de temperatura constante diferente da temperatura de entrada do fluido.

O coeficiente de transmissão de calor foi obtido usando a equação (7.9), onde a  $T_{alheta}$  e a  $T_{fluido}$  são a temperatura média da superfície da alheta e do fluido respectivamente. O  $A$  ( $m^2$ ) e o  $q$  ( $W$ ) correspondem a área de contacto e o calor transferido entre o fluido e a alheta.

### Coefficiente de transmissão de calor

$$h_t = \frac{q}{A \times (T_{altheta} - T_{fluido})} \quad (7.9)$$

Os resultados obtidos para diferentes caudais encontram-se na tabela A.4, onde foi coberta uma gama de  $R_e$  de acordo com os pontos de funcionamento do *intercooler*. Para obter uma equação que nos permitisse averiguar o coeficiente de transmissão de calor, assumiu-se que o  $N_u$  era função do  $R_e$  e do  $P_r$  da mesma forma que (3.8). Os pontos foram ajustados à equação  $N_u = Re^a P_r^b$  e os coeficientes  $a$  e  $b$  resultantes encontram-se na tabela A.5.

O melhor ajuste dos coeficientes  $a$  e  $b$  em função da escala obteve-se usando a equação de Fourier (7.10):

### Equação de Fourier

$$y(x) = a_0 + a_1 \cos(xw) + b_1 \sin(xw) + a_2 \cos(2xw) + b_2 \sin(2xw) \quad (7.10)$$

Os coeficientes resultantes do ajuste encontram-se na tabela A.6. As figuras 7.9 e 7.10 mostram as curvas resultantes do ajuste aos coeficientes  $a$  e  $b$ .

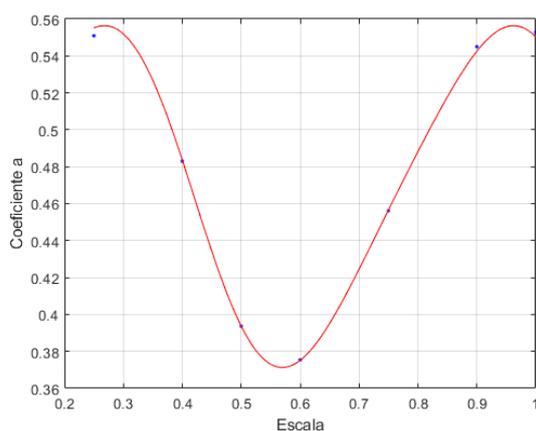


Figura 7.9: Curva resultante do ajuste do coeficiente  $a$  em função da escala - *louvered*

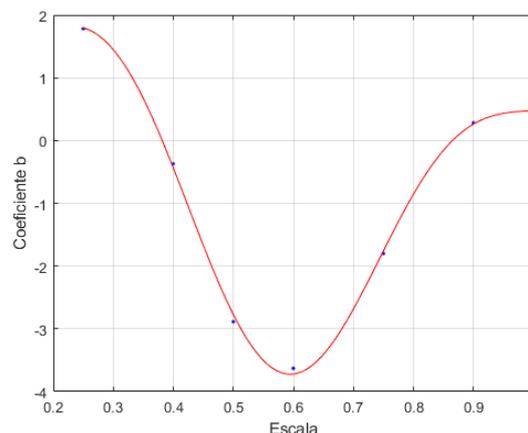


Figura 7.10: Curva resultante do ajuste do coeficiente  $b$  em função da escala - *louvered*

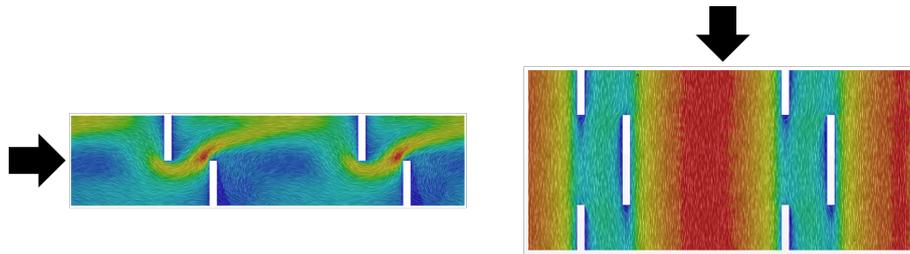
## 7.3 Alheta Offset

Esta alheta é usada em permutadores de calor compactos desde o início do século XX e é dos mais usados na indústria devido à sua versatilidade e capacidade de promover a troca térmica. A geometria da alheta permite que 2 configurações principais possam ser usadas (*LPD* e *HPD*), mas estudos feitos por Della Torre *et al.* [25] provam que outras direcções podem ser usadas.

A configuração privilegiada pela JDeus é a *HPD*, figura 7.11, sendo que o fluido entra no canal no sentido *LPD*. Deste modo, o canal consegue ter uma distribuição de fluido em toda a largura, em que troca calor com uma baixa perda de carga. Na direcção *HPD*, a troca térmica é muito eficiente devido à constante mistura e turbulência gerada, que leva a que o fluido perto da parede seja constantemente renovado. Esta alta troca térmica acarreta uma grande perda de carga, pois o fluido embate de frente

com a parede da alheta.

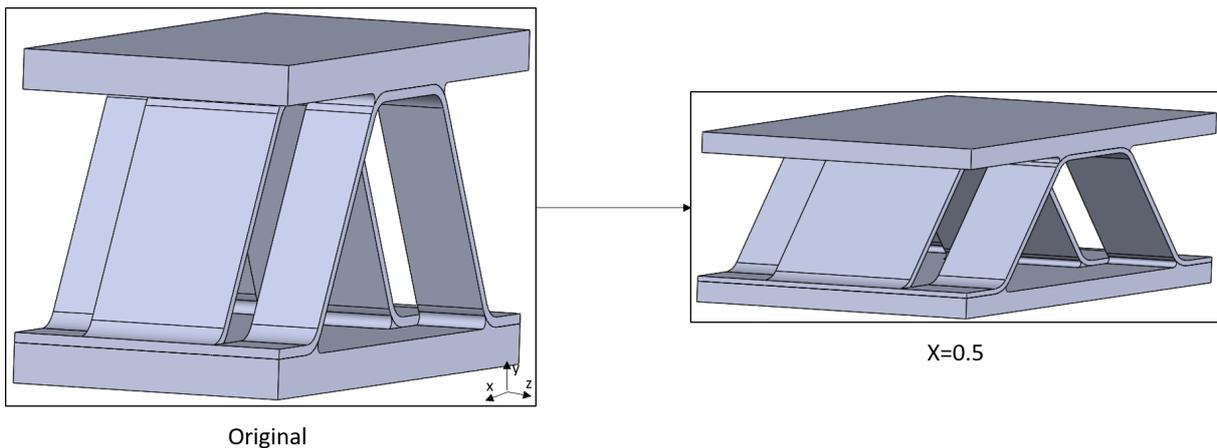
O mesmo estudo feito para a alheta *louvered* foi feito para a alheta *offset* em ambas as configurações.



**Figura 7.11:** Configurações da alheta *offset* (à esquerda sentido *hardway HPD*, à direita sentido *easyway LPD*)

### 7.3.1 Coeficientes de resistência

Começou-se por comparar os resultados fornecidos pela JDeus com os resultados da nossa simulação. Esta análise permitiu mais uma vez validar e verificar se a malha usada descrevia a realidade de uma forma correta. O *REV* da alheta *offset* é apresentado na figura 7.12.



**Figura 7.12:** *REV* da alheta *Offset* e a geometria depois de ser aplicada uma escala 0.5.

Os resultados para a alheta original na configuração *HPD* encontram-se na tabela 7.2.

O ajuste destes pontos à equação (4.12) resultou num coeficiente de resistência inercial de  $2.586 \times 10^{-4}$  e um coeficiente de resistência viscosa de  $2.47097 \times 10^{-8}$ . Comparando com os resultados da JDeus, existe uma diferença de 7.75% no coeficiente inercial e de 18.97% no coeficiente viscoso. Esta diferença é aceitável considerando que a parte viscosa tem uma influência muito pouco significativa no escoamento com  $Re_{D_h}$  muito superiores a 1. Assim, validamos a malha usada na alheta *offset*.

Os resultados obtidos para diferentes escalas encontram-se na tabela A.7, e os respectivos coeficientes na tabela A.8.

Ao analisar os resultados, verificou-se que o coeficiente inercial praticamente não varia com a alteração da altura da alheta. Como o coeficiente inercial é muito influenciado pela geometria da alheta. Alhetas que apresentem uma geometria semelhante têm um coeficiente de inercial semelhante. Neste caso, olhando

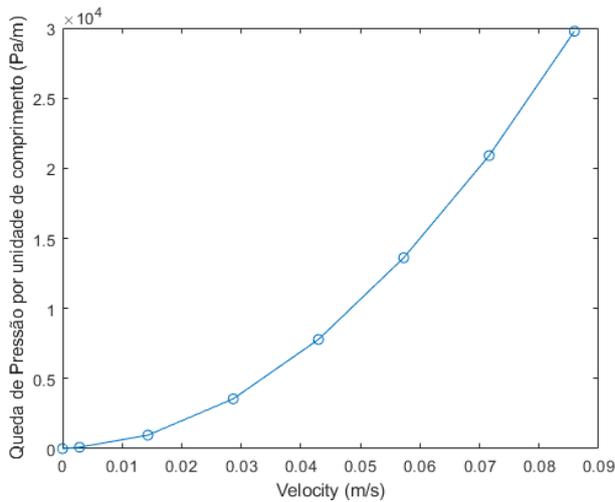


Figura 7.13: Curva  $\Delta P/L$  - Velocidade

Tabela 7.2: Resultados para alheta offset-HPD

$\Delta P/L$ (Pa/m)	Velocidade Média (m/s)
0	0
1.030E+02	2.864E-03
9.632E+02	1.432E-02
3.549E+03	2.864E-02
7.786E+03	4.296E-02
1.362E+04	5.728E-02
2.090E+04	7.161E-02
2.977E+04	8.592E-02

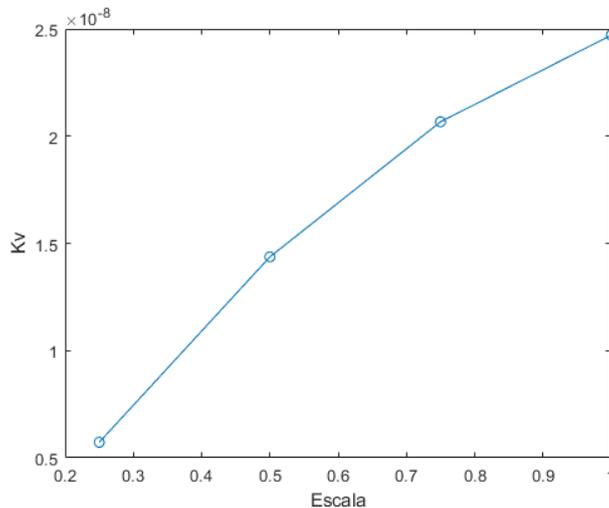


Figura 7.14: Curva de ajuste aos coeficientes  $K_v$  em função da escala - HPD

para o percurso do fluido depois da malha ser escalada, este mantém-se praticamente igual, levando a que o coeficiente inercial não se altere. No caso do coeficiente viscoso, este depende maioritariamente de forças viscosas resultantes da tensão de corte na parede, logo este coeficiente altera-se pois a distância entre paredes também se altera. Com base nestes resultados, assumiu-se que o coeficiente inercial se mantém constante para diferentes alturas e igual ao valor fornecido pela JDeus  $2.4 \times 10^{-4}$ . O coeficiente viscoso já tem uma variação razoável e a equação que se ajusta aos pontos é (7.11).

#### Coefficiente de resistência Viscosa - HPD

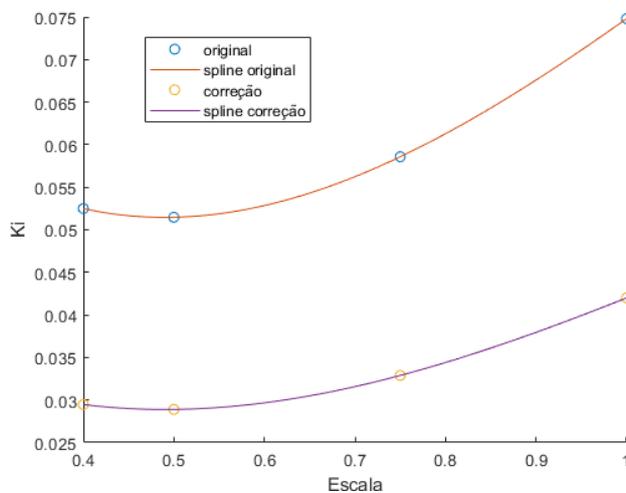
$$K_v = -1.842 \times 10^{-8} x^2 + 4.832 \times 10^{-8} x - 5.2 \times 10^{-9} \quad (7.11)$$

No sentido LPD foi feito um estudo igual, tabelas A.9 e A.10. A malha usada não foi a alterada, mantendo a mesma malha tanto no sentido HPD como no sentido LPD.

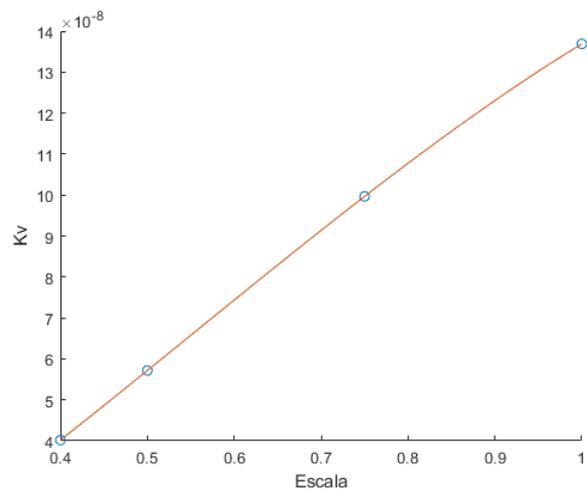
Após a análise dos dados verificou-se que o coeficiente viscoso apresenta uma diferença de cerca de 3% para os dados fornecidos pela JDeus. Já o coeficiente inercial apresenta uma diferença significativa para os resultados da JDeus, cerca de 50%. Esta diferença pode ser justificada com base em diversos

factores. Como o modelo geométrico utilizado pela JDeus é uma alheta completa e não apenas o *REV*, pode haver fenómenos ou pequenas variações no escoamento que possam não ser simulados com o uso do *REV*. Outro factor é o nível de discretização do domínio. Ao avaliar apenas uma parte da alheta completa, é possível ter uma malha mais refinada. Já a simulação da alheta completa não permite que haja uma malha tão refinada que seja capaz de modelar todos os fenómenos existentes sem ter um custo computacional considerável. Tendo em consideração estas duas premissas, decidiu-se aplicar um factor de correcção que corrige a curva de modo a que esta passe nos dados fornecidos pela JDeus. O factor de correcção aplicado foi 0.561497.

Nas figuras 7.15 e 7.16 encontram-se as curvas que se ajustam aos pontos.



**Figura 7.15:** Coeficiente de resistência inercial em função da escala - LPD



**Figura 7.16:** Coeficiente de resistência viscosa em função da escala - LPD

#### Coeficiente de resistência Viscosa

$$K_v = -5.9146 \times 10^{-8} x^2 + 2.3795 \times 10^{-7} x - 4.612 \times 10^{-8} \quad (7.12)$$

#### Coeficiente de resistência Inercial

$$K_i = (0.0813x^2 - 0.0761x + 0.0696) \times 0.561497 \quad (7.13)$$

### 7.3.2 Condutividade equivalente

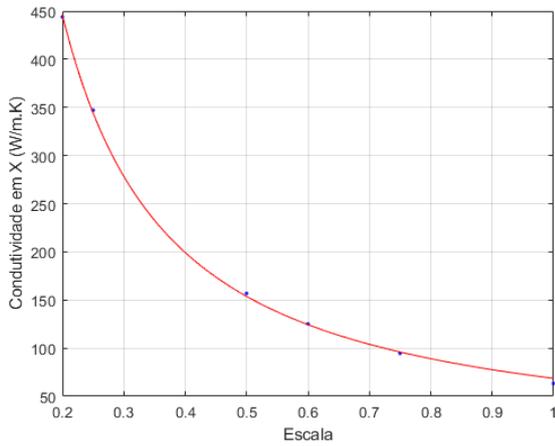
Para o cálculo da condutividade equivalente procedeu-se da mesma forma do que na alheta *louvered*. Neste caso, as diferenças no ajuste à curva relativas à diminuição de espessura já não existem, pois o modelo usado foi modificado para que a espessura se mantivesse constante para as diferentes alturas estudadas. Os resultados obtidos encontram-se na tabela A.11.

As curvas resultantes do ajuste dos pontos às equações são mostradas nas figuras 7.17, 7.18 e 7.19 e as equações resultantes em 7.14, 7.15 e 7.16.

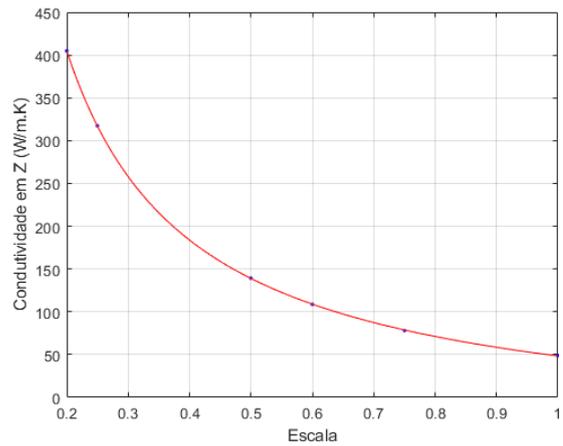
$$\text{Direcção x} \quad (7.14) \quad k_x = 68.67x^{-1.163}$$

$$\text{Direcção y} \quad (7.15) \quad k_y = -7.289x^{-0.7056} + 68.71$$

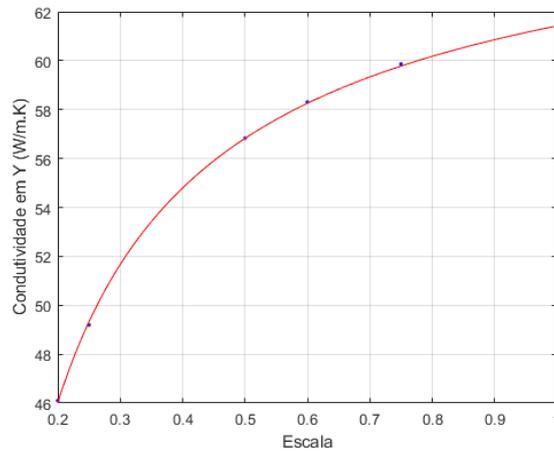
$$\text{Direcção z} \quad (7.16) \quad k_z = 57.59x^{-1.218}$$



**Figura 7.17:** Condutividade em X - *offset*



**Figura 7.18:** Condutividade em Z - *offset*



**Figura 7.19:** Condutividade em Y - *offset*

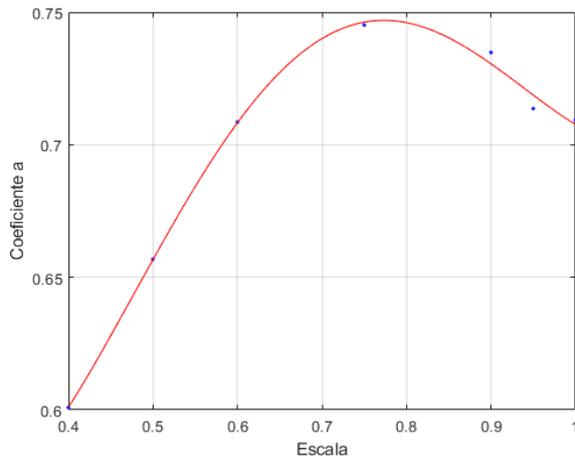
### 7.3.3 Coeficiente de transmissão de calor

Para o caso da alheta *offset*, o coeficiente de transmissão de calor foi obtido novamente para as duas configurações existentes, da mesma forma que se obteve o coeficiente de transmissão de calor para a alheta *louvered*.

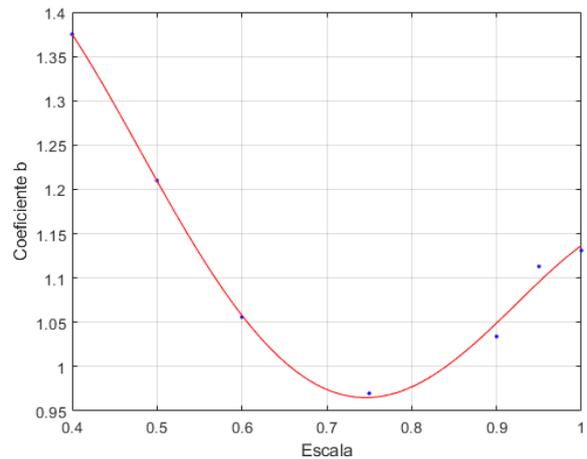
Os resultados obtidos para diferentes escalas no sentido *HPD* encontram-se na tabela [A.12](#). Os coeficientes  $a$  e  $b$ , resultantes do ajuste à equação ( $N_u = Re_{D_h}^a P_r^b$ ), encontram-se na tabela [A.13](#). Os coeficientes do ajuste à equação do tipo [7.10](#) em função da escala encontram-se na tabela [A.14](#).

No sentido *LPD*, os resultados obtidos encontram-se na tabela [A.15](#) e os coeficientes do ajuste à equação na tabela [A.16](#). Como as propriedades no sentido *LPD* só foram necessárias para as simulações 3D, o número de escalas estudadas foi menor.

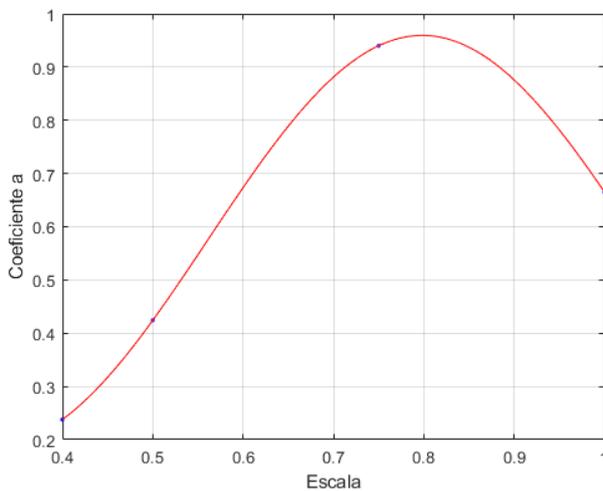
Os coeficientes  $a$  e  $b$  obtidos foram ajustados a uma equação de Fourier do tipo  $y(x) = a_0 + a_1 \cos(xw) + b_1 \sin(xw)$ , com os respectivos coeficientes na tabela [A.17](#).



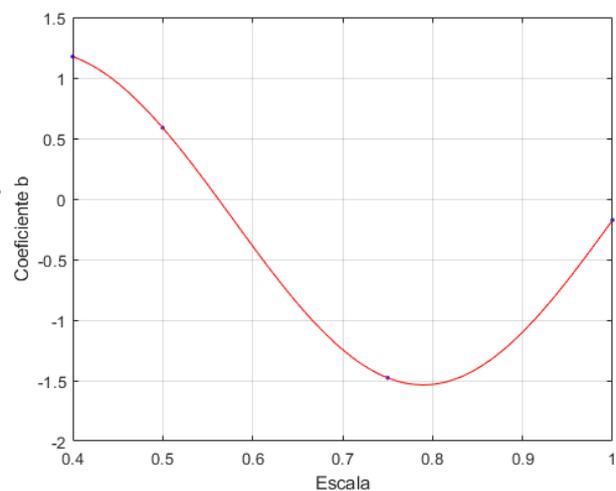
**Figura 7.20:** Curva resultante do ajuste do coeficiente  $a$  em função da escala - HPD



**Figura 7.21:** Curva resultante do ajuste do coeficiente  $b$  em função da escala - HPD



**Figura 7.22:** Curva resultante do ajuste do coeficiente  $a$  em função da escala - LPD



**Figura 7.23:** Curva resultante do ajuste do coeficiente  $b$  em função da escala - LPD

### 7.3.4 Comparação entre alheta *offset* e *louvered*

Analisando as figuras da secção 7.1 em relação à perda de carga, percebe-se que a alheta *louvered* apresenta coeficientes de resistência menores do que a alheta *offset* independentemente da escala, o que permite concluir que é a alheta indicada para o ar, uma vez que este apresenta velocidades muito superiores à da água e o limite imposto à perda de carga é muito inferior ao da água.

Em relação à transmissão de calor, a comparação entre alhetas é mais complexa pois envolve não só o factor de escala, mas também outras variáveis como o  $R_e$ ,  $P_r$  e a pressão de entrada do escoamento. Analisando exclusivamente a altura original, percebe-se que, devido ao coeficiente  $a$  ser superior na alheta *offset*, o  $N_u$  será superior em relação à alheta *louvered*. No entanto, a comparação é feita entre alhetas com alturas diferentes, e uma vez que, apesar de ter um  $N_u$  superior, a perda de carga imposta é muito superior, cerca de 74 vezes, não compensando o aumento na transmissão de calor.

## 7.4 Implementação da otimização com meio poroso

Após a caracterização das alhetas é possível usar o meio poroso no processo de otimização. Esta otimização tem o mesmo objetivo que a otimização sem meio poroso descrita no capítulo 6.

As principais diferenças entre o modelo usado pela JDeus e o usado durante a otimização são:

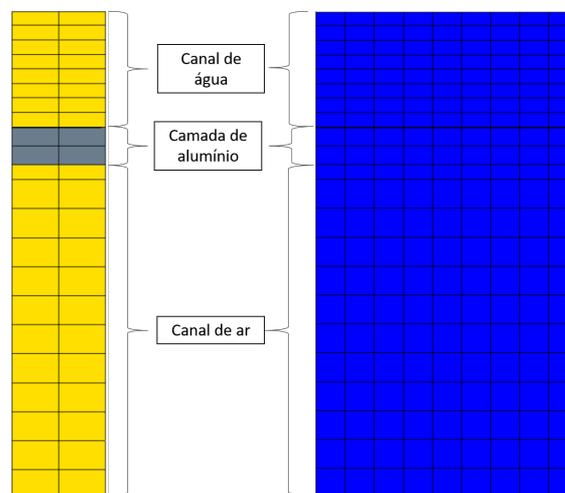
- Utilização de modelo de não equilíbrio em vez do modelo de equilíbrio, em conjunto com uma porosidade real do meio em vez de uma porosidade fictícia;
- Utilização do modelo de turbulência  $k - \omega$  em vez do modelo  $k - \epsilon$ ;
- Utilização de condutividade térmica anisotrópica em vez de condutividade térmica isotrópica nas alhetas.

Na tabela 7.3 encontram-se os valores da porosidade e da área de interação entre fases usados. Assumiu-se que estes valores se mantinham constantes independentemente da altura do canal. Esta hipótese é facilmente verificada visto que ambos os parâmetros dependem do volume de ambas as fases. Como ambas as fases variam a sua altura de igual forma, o seu volume tem a mesma variação, validando assim a hipótese assumida.

**Tabela 7.3:** Propriedades das alhetas

	Louvered	Offset
Porosidade	0.9185	0.942
Interação fluido/sólido (/m)	2279.67	961.145

As resistências viscosas e inerciais e o coeficiente de transmissão de calor foram calculados recorrendo ao factor de escala e aplicando os modelos desenvolvidos na secção 7.1. Desta forma, simulou-se a presença de alhetas para qualquer geometria gerada pelo algoritmo genético. Tal como no estudo sem meio poroso foi usado um modelo 2D. A malha usada para condições de escorregamento e com recurso a meio poroso já foi validada no capítulo 5.



**Figura 7.24:** Malha usada durante a otimização (Vista de frente à esquerda e secção da vista lateral à direita)

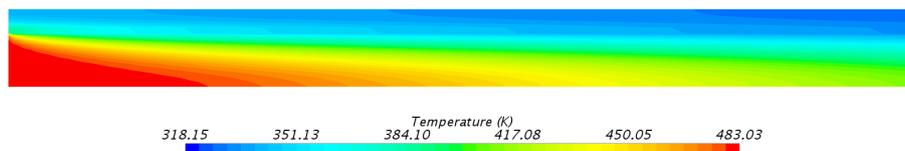
A validação dos modelos usados para caracterizar as alhetas foi feita comparando o modelo 2D simplificado com os resultados experimentais fornecidos pela JDeus, como mostrado na tabela 7.4.

**Tabela 7.4:** Validação dos resultados obtidos

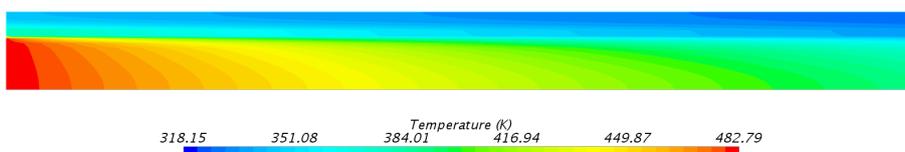
	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
2D	57.76	95.93	120.61	3.195
Experimental	56.9	97.7	134.3	3.247

As principais diferenças acontecem ao nível da eficiência térmica e na perda de carga na água. Estas diferenças são justificáveis devido à forma como o *intercooler* é modelado. Simulando apenas *REV* e assumindo contracorrente puro, fenómenos como a má distribuição do escoamento e gradientes de velocidade noutras direcções que possam existir à entrada não são considerados. Com estes factores em mente, e visto que o modelo de não equilíbrio apresenta resultados mais próximos do experimental que o modelo de equilíbrio (tabela 5.10), validou-se o modelo de não equilíbrio.

Comparando as imagens 7.25 e 7.26, o gradiente de temperatura vertical junto à parede no modelo de equilíbrio é inferior ao do modelo de não equilíbrio. No entanto, existe uma condução axial muito elevada derivado à maior condutividade térmica. Assim, dando continuidade ao que já foi referido anteriormente acerca dos 2 modelos, o modelo de equilíbrio é irrealista e apresenta um perfil de temperaturas irrealista com elevados gradientes axiais. Desta forma, reforçamos o uso do modelo de não equilíbrio que impõe realismo à transmissão de calor.



**Figura 7.25:** Perfil de temperaturas na secção de entrada usando modelo de equilíbrio térmico

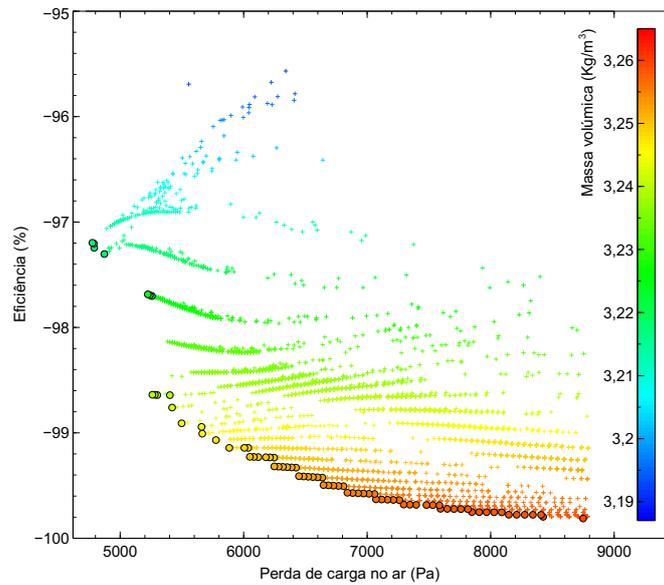


**Figura 7.26:** Perfil de temperaturas na secção de entrada usando modelo de não equilíbrio térmico

## 7.5 Resultados da optimização com meio poroso

Esta optimização tem como objectivo perceber qual é a melhor relação entre as alturas de ambos os canais, para um ninho de volume total constante, tal como foi feito no capítulo 6. A implementação do algoritmo foi igual à do capítulo 6, mantendo os parâmetros a optimizar e alterando apenas a macro de forma a que o *STAR-CCM+* receba não só os comandos para escalar as alturas de cada canal, como também as propriedades das alhetas. Os limites impostos às alturas de ambos os canais foram iguais aos aplicados no capítulo 6.

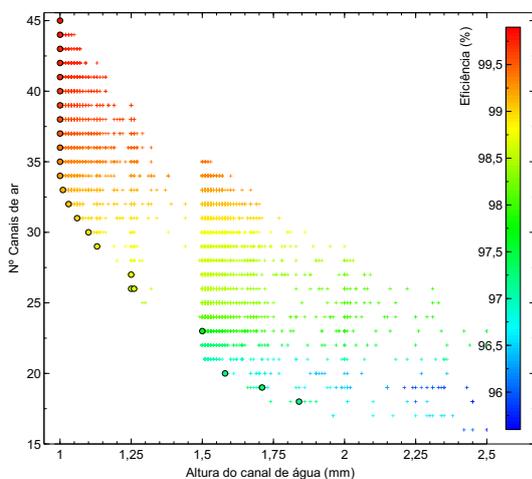
Analisando a figura 7.27, a tendência vista sem a presença de alhetas mantém-se. A massa volúmica do ar à saída é apenas função da temperatura, sendo que a perda de carga não tem influência.



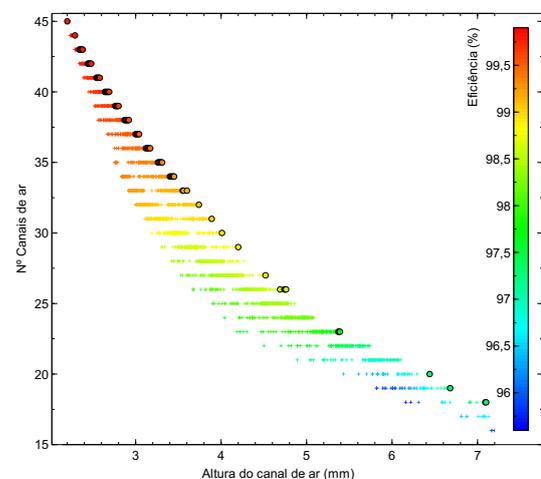
**Figura 7.27:** Curva de Pareto (otimização com meio poroso) variando a massa volúmica do ar à saída

Tal como no estudo sem alheta, a eficiência é função do número de canais. Neste caso, como há a presença de alhetas, os resultados óptimos tendem para a maior altura possível do canal de ar e para a menor altura possível do canal de água, para um número de canais fixo, como as figuras 7.28 e 7.29 mostram. Desta forma o rácio de alturas  $\left(\frac{H_{ar}}{H_{agua}}\right)$  óptimo situa-se entre 4 e 2.5, como mostra a figura 7.30, tendo em consideração os limites impostos pela JDeus.

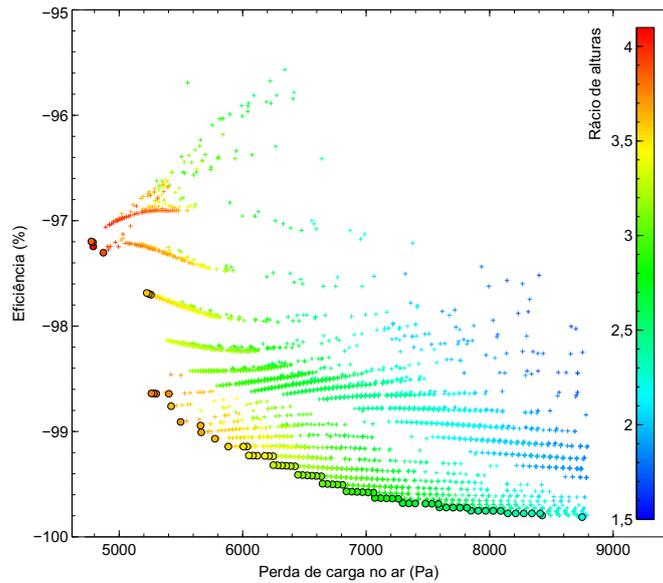
Modificando as variáveis presentes nos eixos, consegue-se inferir melhor sobre quais é que controlam os parâmetros em estudo. Colocando uma variável geométrica nos eixos (como a altura do canal de ar) melhora a percepção dos diversos pontos e a tendência dos parâmetros em estudo, como mostram as figuras (7.28 - 7.32).



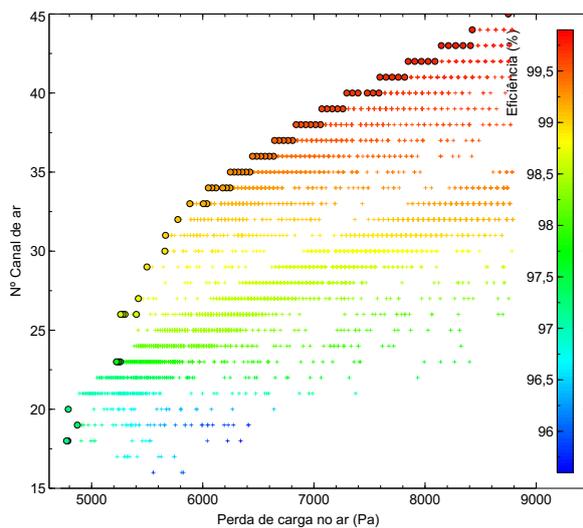
**Figura 7.28:** Resultados em função do nº de canais e da altura do canal de água



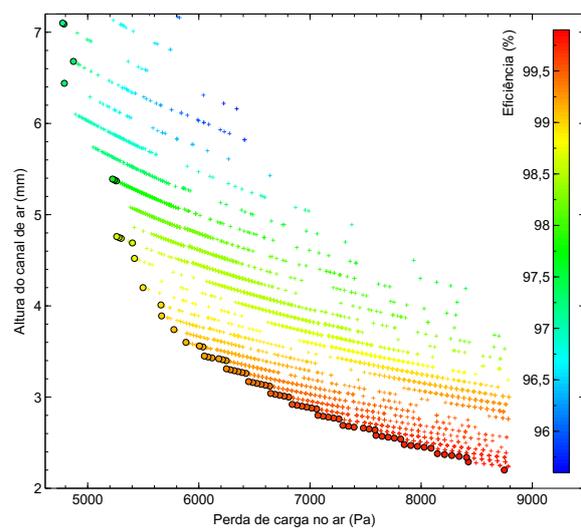
**Figura 7.29:** Resultados em função do nº de canais e da altura do canal de ar



**Figura 7.30:** Curva de Pareto (otimização com meio poroso) variando o rácio de alturas entre canais



**Figura 7.31:** Resultados em função do número de canais de ar.

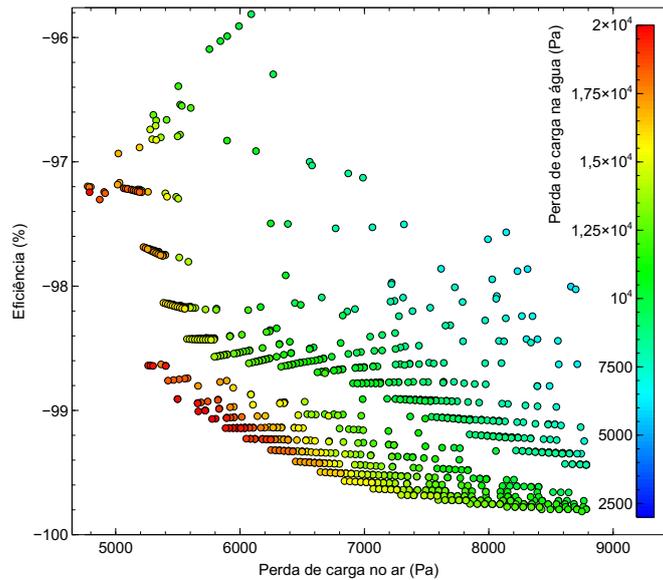


**Figura 7.32:** Resultados em função da altura do canal de ar.

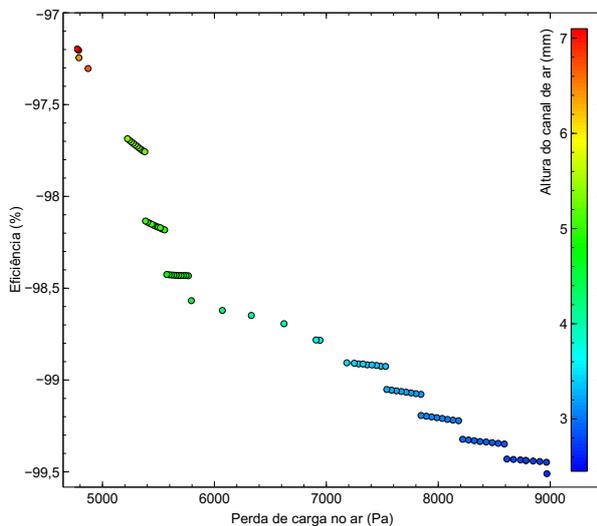
Na figura 7.33, encontram-se os pontos que se adequam aos limites impostos pela JDeus. Percebe-se que as soluções que otimizam a perda de carga no ar e a eficiência são as soluções que pioram os resultados ao nível da perda de carga na água.

Como os resultados obtidos tenderam para uma altura do canal de água igual ao limite inferior (1 mm), procedeu-se a outra otimização em que se modificou este limite para 1.5 mm. Esta alteração foi feita seguindo as indicações da JDeus, pois, até à data, não tem meios para produzir alhetas com 1 mm de altura. Nas figuras 7.34 e 7.35 encontram-se os resultados desta otimização.

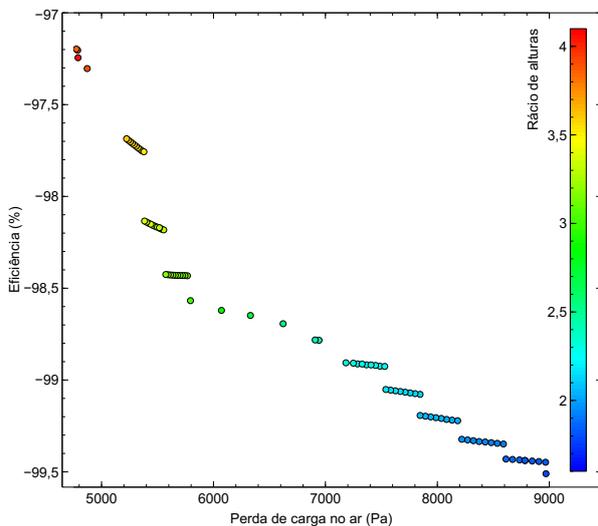
A partir da análise das figuras, percebe-se que é possível obter soluções que têm melhores resultados ao nível da perda de carga no ar e da eficiência do que o *intercooler* original. No entanto, estas soluções apresentam uma elevada perda de carga na água, saindo da gama de soluções aceites pela JDeus.



**Figura 7.33:** Superfície de Pareto (otimização com meio poroso) variando a  $\Delta P_{água}$



**Figura 7.34:** Curva de Pareto (otimização com meio poroso) variando a altura do canal de ar



**Figura 7.35:** Curva de Pareto (otimização com meio poroso) variando o rácio de alturas entre canais

Como a procura se centrou sempre em obter a máxima eficiência, estes pontos não foram considerados, uma vez que consegue-se obter uma maior eficiência com uma perda de carga no ar igual ou superior aos resultados do *intercooler* original.

Na tabela 7.5 encontra-se os pontos que cumprem os objectivos pretendidos para dois pontos de funcionamento. O ponto *extreme* foi adicionado para haver mais um meio de comparação entre pontos. No ponto *extreme* a única geometria que não cumpre os limites impostos (perdas de carga não superiores a 150% relativamente à geometria original) é a geometria com 3.61 mm de altura no canal de ar.

No capítulo seguinte são apresentadas simulações 3D do modelo *Highland* e de duas soluções resultantes da optimização.

**Tabela 7.5:** Geometrias ótimas aceites pela JDeus

H <sub>ar</sub> (mm)	H <sub>agua</sub> (mm)	Nº Canais de Ar	Very High				Extreme			
			ΔP <sub>ar</sub> (mbar)	ε (%)	ΔP <sub>agua</sub> (mbar)	ρ(kg/m <sup>3</sup> )	ΔP <sub>ar</sub> (mbar)	ε (%)	ΔP <sub>agua</sub> (mbar)	ρ(kg/m <sup>3</sup> )
2.29	1.00	44	84.25	99.80	120.27	3.259	126.33	99.38	180.20	3.633
2.54	1.00	41	78.16	99.72	136.31	3.258	117.54	99.19	204.70	3.629
3.61	1.00	33	58.53	99.14	200.79	3.248	90.13	97.67	303.56	3.595
4.52	1.50	26	57.94	98.57	137.06	3.239	90.15	96.38	208.63	3.568
7.20	2.50	16	57.76	95.93	120.61	3.195	89.93	92.44	184.95	3.485

## 7.6 Validação com geometria 3D do *intercooler* completo

De modo a validar os resultados do modelo 2D, procedeu-se à simulação de um modelo 3D completo. A JDeus forneceu resultados experimentais de um *intercooler* com apenas 100 mm de comprimento. Com esta redução de tamanho, o modelo computacional necessário para descrever o escoamento dentro do *intercooler* era menor, o que diminuiu o poder computacional necessário. Desta forma as 3 geometrias estudadas terão 100 mm de comprimento em vez dos 175 mm originais.

### 7.6.1 Geometria *Highland*

Os resultados numéricos para a geometria original, denominada por *Highland*, foram obtidos para os pontos *Very High* e *Low*. Os modelos usados foram o  $k - \omega$  e o modelo de não equilíbrio térmico. Na JDeus os modelos usados são o  $k - \epsilon$  e o modelo de equilíbrio como referido no capítulo 7.

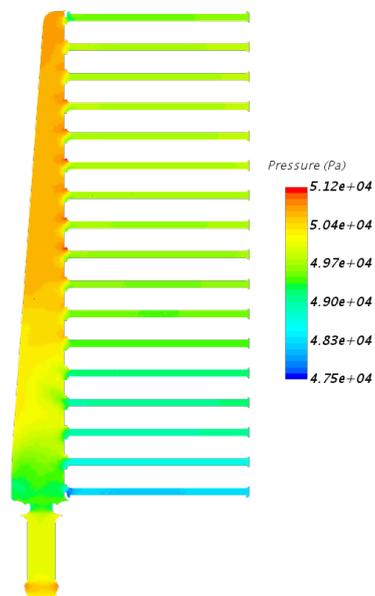
**Tabela 7.6:** Comparação de resultados entre experimental, modelo 2D e modelo 3D completo - *Highland*

	Very High			Low		
	ε (%)	ΔP <sub>ar</sub> (mbar)	ΔP <sub>agua</sub> (mbar)	ε (%)	ΔP <sub>ar</sub> (mbar)	ΔP <sub>agua</sub> (mbar)
<b>EXPERIMENTAL</b>	84.40	50.00	100.00	96.60	11.40	28.00
<b>2D</b>	83.75	36.01	68.92	97.73	8.36	18.96
<b>3D inteiro</b>	84.09	46.03	102.58	97.30	10.4	26.21

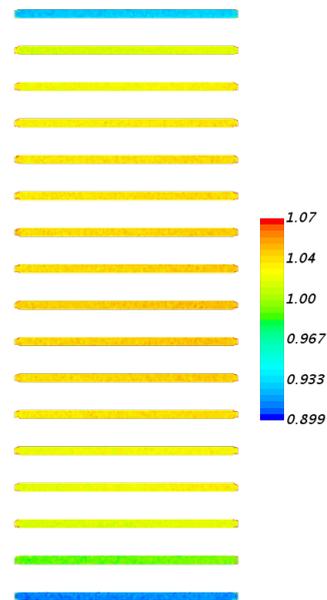
Com os resultados da tabela 7.6, confirma-se assim a validade dos modelos usados para caracterizar as alhetas, assim como a validade do modelo de não equilíbrio térmico. Comparando os resultados 3D com os resultados experimentais, percebeu-se que, para o ponto *Very High*, a maior diferença é ao nível da perda de carga no ar com um desvio de 8%. Para o ponto *Low*, estes desvios são mais significativos mas justificáveis. Como os modelos foram desenvolvidos usando como base o ponto *Very High*, alterações nas condições de entrada, como a pressão absoluta do ar, induz condições diferentes daquelas em que os modelos foram desenvolvidos. Como os pontos de funcionamento têm diferentes condições de entrada, podem ocorrer diferenças razoáveis entre os resultados experimentais e os resultados numéricos para pontos de funcionamento diferentes do ponto *Very High*.

No modelo 2D há uma maior diferença para os resultados experimentais ao nível da perda de carga. Como este é um modelo simplificado onde as caixas não estão presentes, as perdas nas caixas não são avaliadas. Comparando a perda de carga no ninho no 3D com a perda de carga no modelo 2D, a diferença é pouca (perda de carga do ar no ninho é de 39.47 mbar para o ponto *Very High* e 8.71 mbar para o ponto *Low*), validando a hipótese que as caixas precisam de ser optimizadas. O desvio ao nível

da perda de carga na água é muito superior relativamente ao do ar. Este desvio é justificável devido às perdas na caixa, como é mostrado nas figuras 7.36, e à distribuição de caudal, como mostra a figura 7.37 (valores foram normalizados pelo caudal teórico por canal).

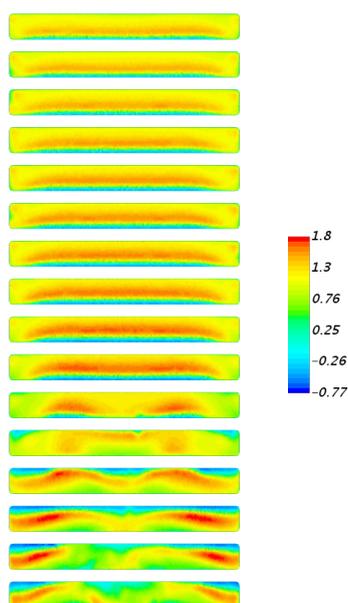


**Figura 7.36:** Distribuição de Pressão à entrada nas alhetas de água-*Highland*

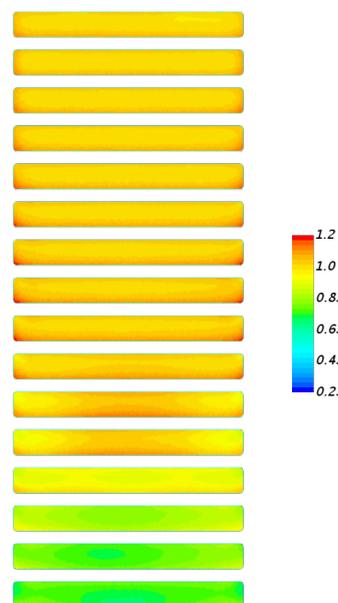


**Figura 7.37:** Distribuição de caudal nas alhetas de água-*Highland*

Outra simplificação do modelo 2D é dividir o caudal total de igual forma entre todos os canais, o que na realidade também não acontece, como se pode ver nas figuras 7.37 e 7.38. Estes valores foram normalizados pelo caudal teórico por canal. Valores perto de 1 indicam que o caudal está próximo do teórico. Na figura 7.39 a má distribuição é mais perceptível pois o fluido preenche todo o canal o que faz com que o esquema de cores seja mais facilmente analisado.

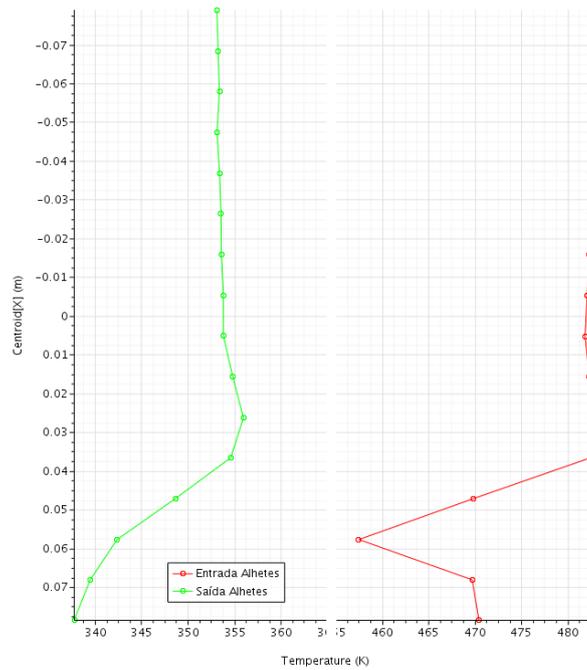


**Figura 7.38:** Distribuição de caudal à entrada nas alhetas de ar - *Highland*

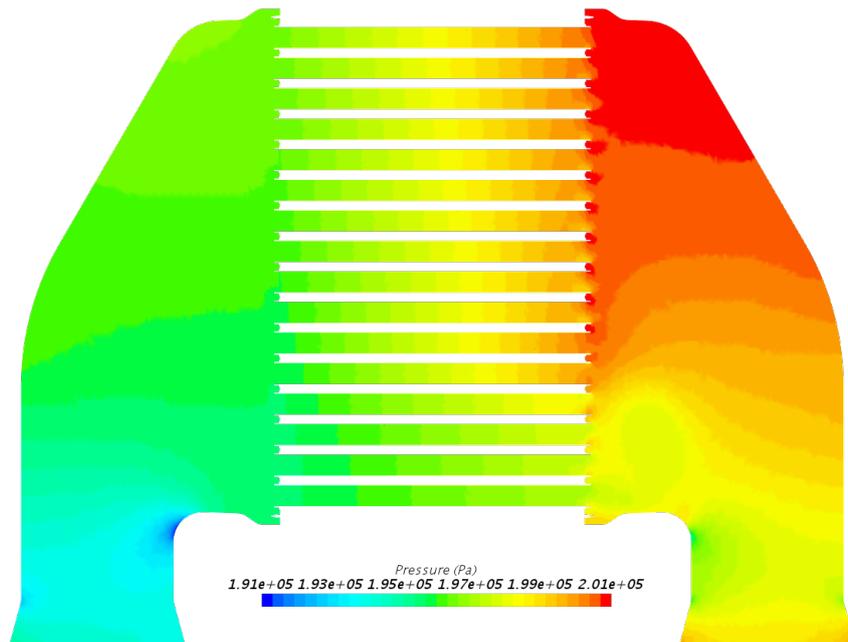


**Figura 7.39:** Distribuição de caudal à saída nas alhetas de ar - *Highland*

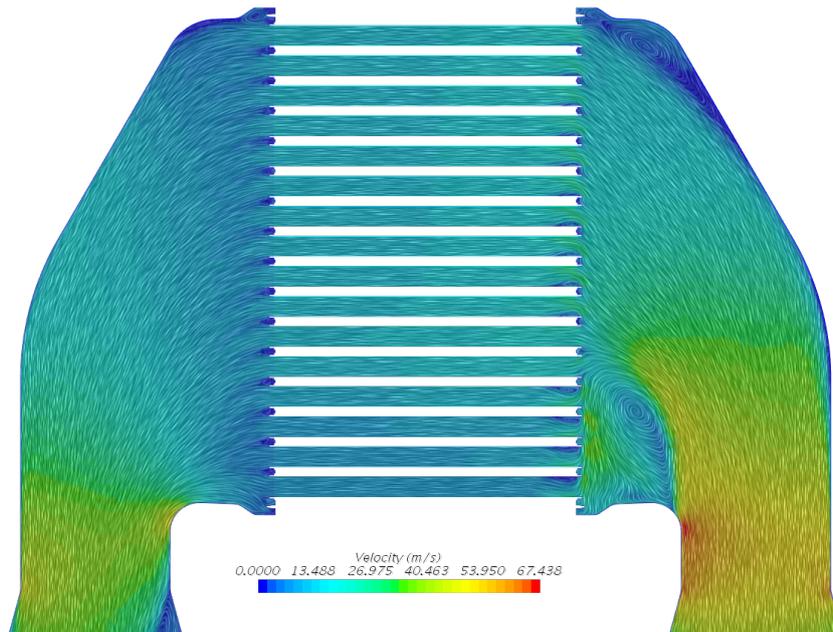
Analisando as figuras 7.38 e 7.39, os canais inferiores têm caudais inferiores em comparação com os restantes, e há fluido que sai do canal de volta para a caixa de entrada, como mostra a figura 7.38 a azul. Assim, o ar entra na alheta, arrefece e retorna à caixa de entrada, devido à recirculação presente na zona, figura 7.41, misturando-se com o ar quente. Este fenómeno faz com que a distribuição de temperatura à entrada e à saída do ninho se comporte como descrito na figura 7.40, com temperaturas menores nos canais inferiores devido ao fluido arrefecer antes de entrar no canal. Esta recirculação dificulta a distribuição de fluido pelos canais inferiores, empurrando o fluido para os canais superiores.



**Figura 7.40:** Perfil de temperaturas à entrada e saída das alhetas de ar - *Highland*



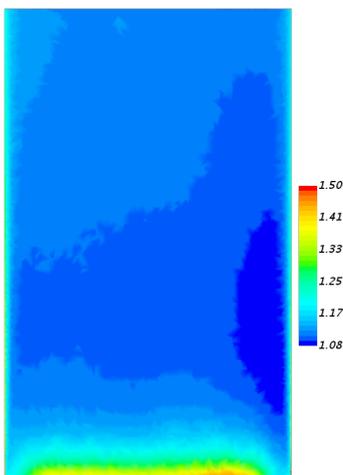
**Figura 7.41:** Distribuição da pressão do ar - *Highland*



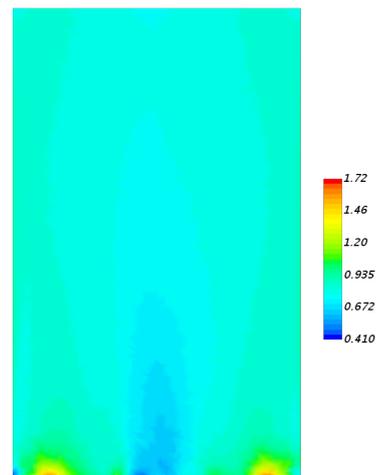
**Figura 7.42:** Campo de velocidade num plano central - *Highland*

Analisando o campo de velocidades (figura 7.42), consegue-se visualizar melhor o sentido e a direção do escoamento. A zona de recirculação é também mais perceptível, pois consegue-se visualizar o vórtice gerado pela súbita expansão.

De forma a poder comparar melhor os efeitos da zona de recirculação e provar que o modelo 2D traduz de forma efetiva o escoamento no ninho, dois canais de ar foram analisados. Um dos canais está longe da zona de recirculação (canal 1), onde os gradientes de velocidade são maioritariamente axiais e o caudal aproxima-se do teórico. O outro está perto da zona de recirculação (canal 2), onde há gradientes de velocidade em todas as direções e o caudal que entra é inferior ao caudal teórico.



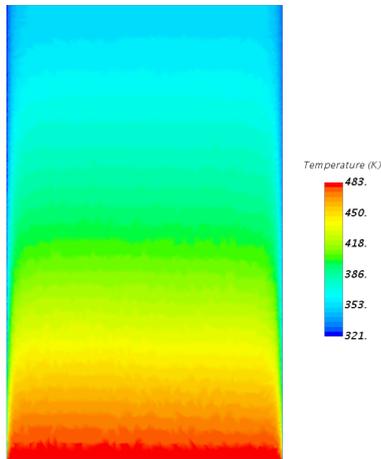
**Figura 7.43:** Distribuição de caudal no canal 1 - *Highland*



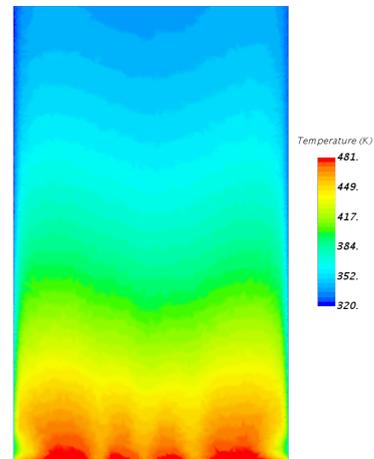
**Figura 7.44:** Distribuição de caudal no canal 2 - *Highland*

Analisando as figuras 7.43 e 7.44, percebe-se que o caudal se torna uniforme ao longo do tubo devido à presença do meio poroso. O canal 1 apresenta um caudal cerca de 1.12 vezes superior ao caudal

teórico, enquanto o outro cerca de 0.811 vezes inferior ao caudal teórico, levando a que a temperatura de saída seja inferior, pois a capacidade térmica é inferior, como mostra a figura 7.46. Uma capacidade térmica menor em conjunto com uma temperatura de entrada menor devido à zona de recirculação, promove uma maior eficiência térmica quando comparado com o canal da figura 7.45.

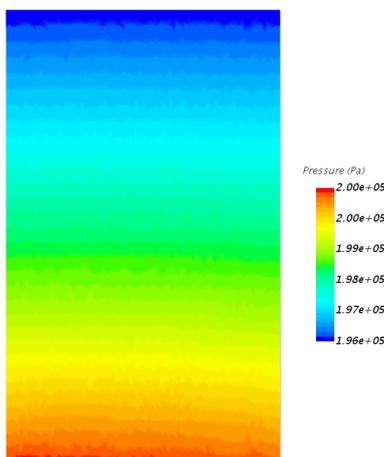


**Figura 7.45:** Distribuição da Temperatura no canal 1 - *Highland*

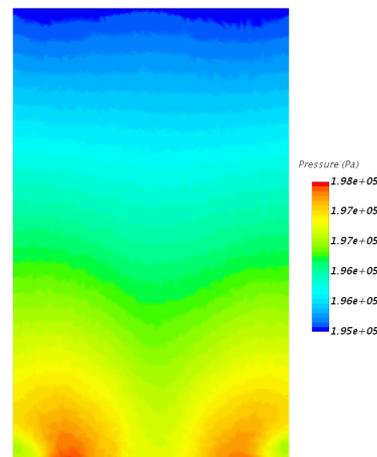


**Figura 7.46:** Distribuição da Temperatura no canal 2 - *Highland*

A distribuição de pressão também é afetada pela zona de recirculação. Ao analisar a zona de entrada do canal da figura 7.48, percebe-se que a pressão não é uniforme em toda a largura do canal, derivado da zona de recirculação, e a perda de carga é inferior a 30 mbar. Já no canal da figura 7.47, a perda de carga é cerca de 40 mbar, valor próximo à perda de carga do modelo 2D.



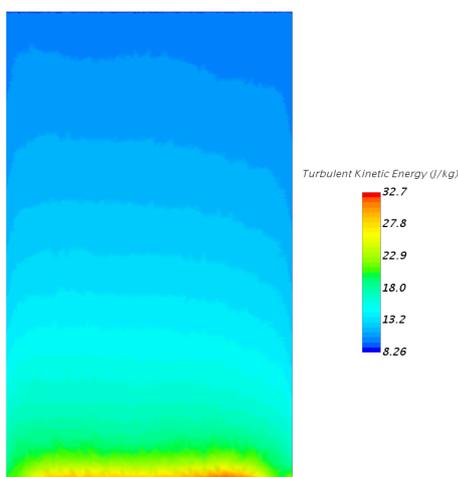
**Figura 7.47:** Distribuição da Pressão no canal 1 - *Highland*



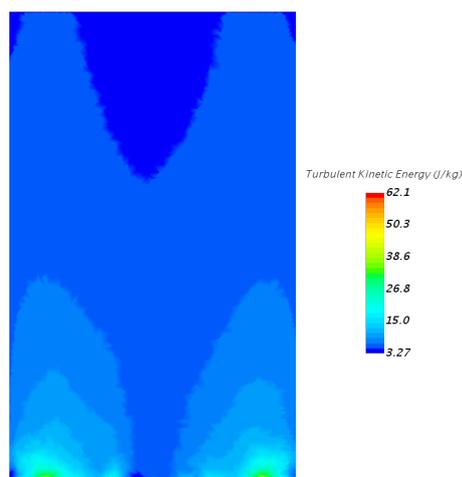
**Figura 7.48:** Distribuição da Pressão no canal 2 - *Highland*

A energia cinética turbulenta também é diferente nos dois casos. No canal 2 7.50, existe à entrada uma elevada energia cinética turbulenta gerada pelo vórtice, mas rapidamente é dissipada pelo meio poroso. No canal 1 7.49, à entrada existe uma pequena separação que gera alguma turbulência, mas também é rapidamente dissipada. No entanto, devido à diferença de velocidades, a turbulência à saída do canal 1 é superior relativamente ao canal 2.

Assim, consegue-se validar o modelo 2D, pois o canal do modelo 3D com o escoamento mais similar



**Figura 7.49:** Distribuição da Energia cinética Turbulenta no canal 1 - *Highland*



**Figura 7.50:** Distribuição da Energia cinética Turbulenta no canal 2 - *Highland*

ao escoamento no modelo 2D, apresenta resultados semelhantes. Uma vez que o escoamento não é igual em todos os canais, o modelo 2D apresenta desvios para o escoamento real que acontece no ninho. No entanto, caso as caixas permitam que haja um caudal uniforme em todos os canais e sem grandes perdas de carga no percurso até ao ninho, o modelo 2D substitui o modelo 3D, uma vez que todos os canais iam um desempenho similar. Desta forma validamos o modelo 2D.

Após verificar que os modelos usados durante a optimização eram válidos, procedeu-se para a verificação 3D de duas soluções encontradas. Estas duas soluções foram denominadas por *Tetraspis* (41 canais de ar com 2.54 mm de altura e canais de água com 1 mm de altura) e *Nilo* (26 canais de ar com 4.52 mm de altura e canais de água com 1 mm de altura), ambas com uma espessura de alumínio entre canais de 0.3 mm.

## 7.6.2 Geometria *Tetraspis*

Os resultados desta geometria para os pontos de funcionamento *Very High* e *Low* nos modelos 2D e 3D encontram-se na tabela 7.7. Esta solução encontrada tem 41 canais de ar com 2.54 mm de altura e 42 canais de água com 1 mm de altura. Comparando com a geometria *Highland*, esta apresenta um desempenho térmico muito superior, tendo um desempenho superior à geometria *Highland* com 175 mm de comprimento. Sendo assim, esta geometria consegue cumprir 2 dos objectivos propostos: não ter perdas de carga superiores aos limites estabelecidos e ainda reduzir o volume do ninho em 43%. O único problema é o uso de canais de água com uma altura muito reduzida e a *JDeus* ainda não tem meios de produzir alhetas com esta altura, mas estão em desenvolvimento.

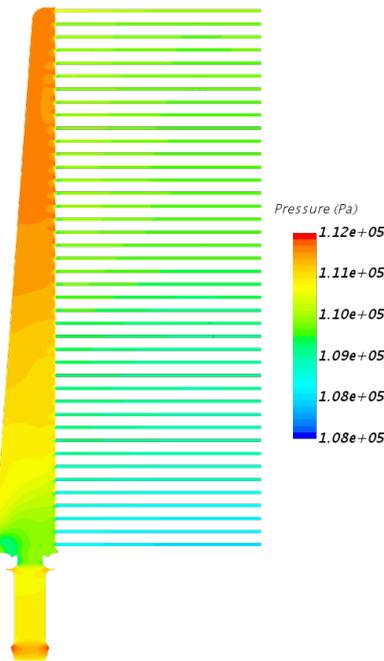
**Tabela 7.7:** Comparação de resultados entre 2D e 3D - *Tetraspis*

	Very High			Low		
	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)
<b>2D</b>	96.91	47.60	78.18	99.92	12.04	23.55
<b>3D</b>	97.87	60.89	116.22	100.00	15.85	36.83

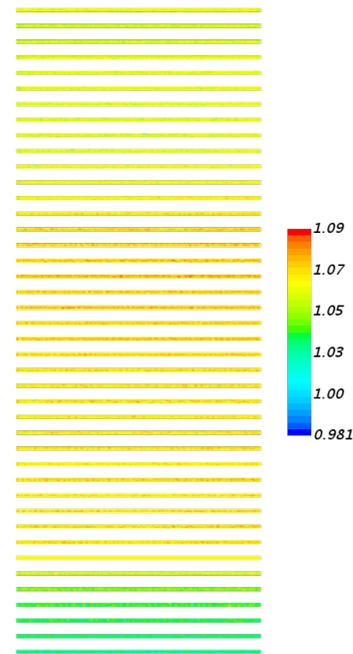
Tal como aconteceu para a geometria *Highland*, a perda de carga da água apresenta a maior diferença

para o modelo 2D, derivado das caixas não estarem otimizadas para esta geometria. A perda de carga nas alhetas de ar é de 53.76 mbar, uma diferença de 5 mbar para o modelo 2D. Outra questão importante de realçar é que o modelo CAD desta geometria não foi feito pela JDeus e teve como base o modelo CAD da geometria *Highland*, o que pode ter provocado alguns problemas ao nível da união das alhetas com as caixas de entrada e saída.

Na perda de carga da água, o problema identificado na geometria *Highland* persiste, havendo grandes perdas de carga na caixa, como mostra a figura 7.51. A distribuição de caudal também é afectada, como mostra a figura 7.52.



**Figura 7.51:** Distribuição de pressão à entrada nas alhetas de água - *Tetraspis*

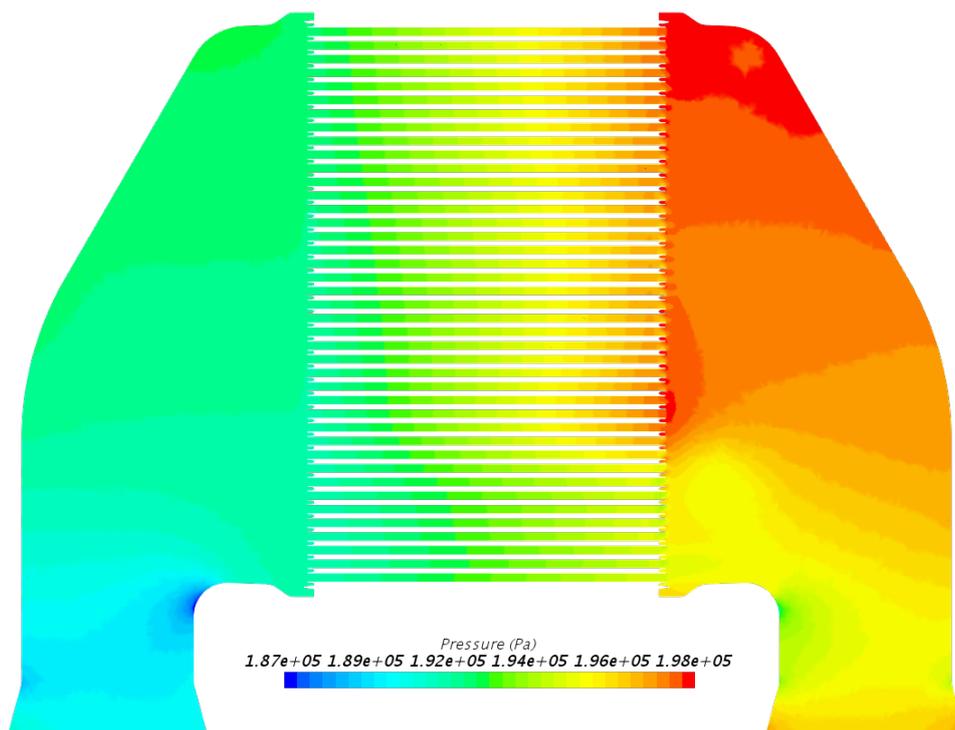


**Figura 7.52:** Distribuição de caudal nas alhetas de água - *Tetraspis*

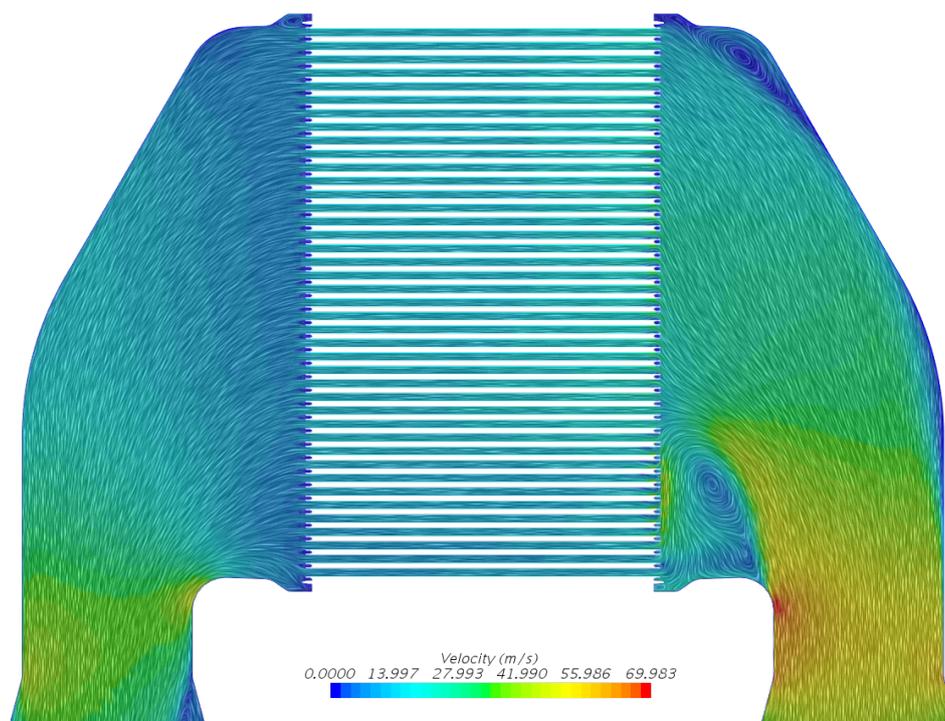
Em termos de eficiência, a diferença entre o 2D e o 3D é aceitável, não ultrapassando 1%. Tendo em consideração que o escoamento neste caso é mais turbulento do que no modelo 2D, este acréscimo de turbulência leva a uma troca de calor superior, o que faz com que a eficiência aumente.

Como as figuras 7.53 e 7.54 mostram, a zona de recirculação mantém-se à entrada das alhetas. Como nesta geometria o número de canais é muito superior à geometria original, todos os canais perto da zona de recirculação irão ter um caudal muito inferior aos restantes, levando a que os resultados tenham uma diferença ainda maior para o modelo 2D.

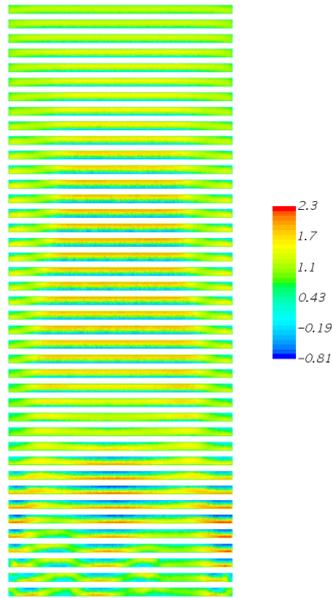
Analisando as figuras 7.55 e 7.56 percebe-se que a má distribuição de caudal tem como consequência um mau fornecimento de ar aos canais inferiores. Nos canais superiores o restante caudal é redistribuído de uma forma quase uniforme.



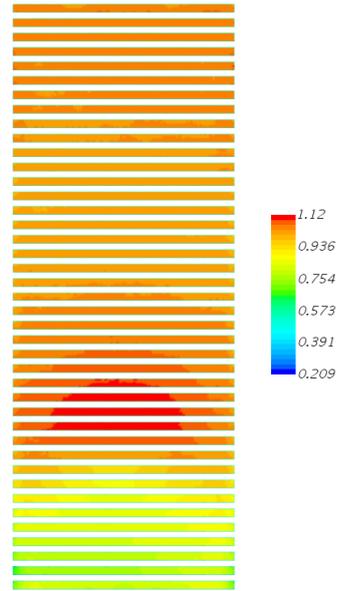
**Figura 7.53:** Distribuição da pressão no ar - *Tetraspis*



**Figura 7.54:** Campo de velocidades num plano central - *Tetraspis*

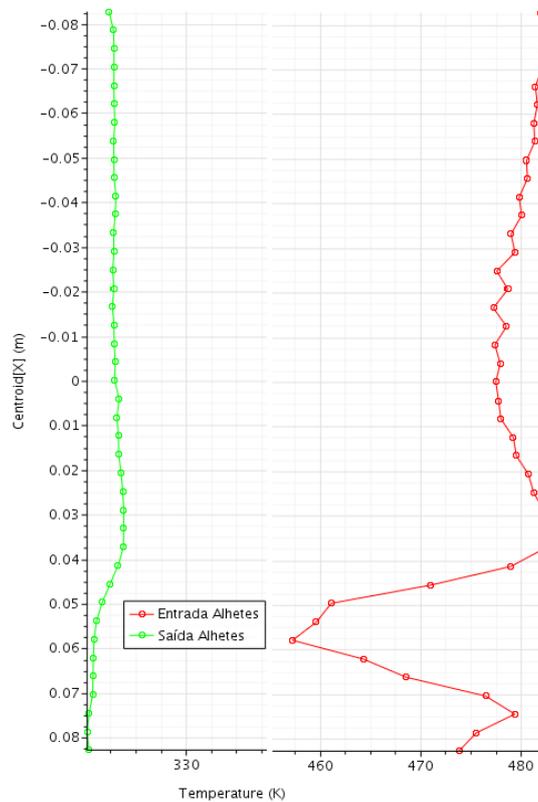


**Figura 7.55:** Distribuição de caudal à entrada das alhetas de ar - *Tetraspis*



**Figura 7.56:** Distribuição de caudal à saída das alhetas de ar - *Tetraspis*

A temperatura à entrada e à saída das alhetas é conforme a figura 7.57. Consegue-se perceber a influência que a zona de recirculação tem na temperatura do ar, pois existe uma diferença de 20 K entre a temperatura à entrada dos canais inferiores em comparação com os canais superiores, devido ao mesmo fenómeno presente na geometria *Highland*.



**Figura 7.57:** Perfil de temperatura à entrada e saída dos canais de ar - *Tetraspis*

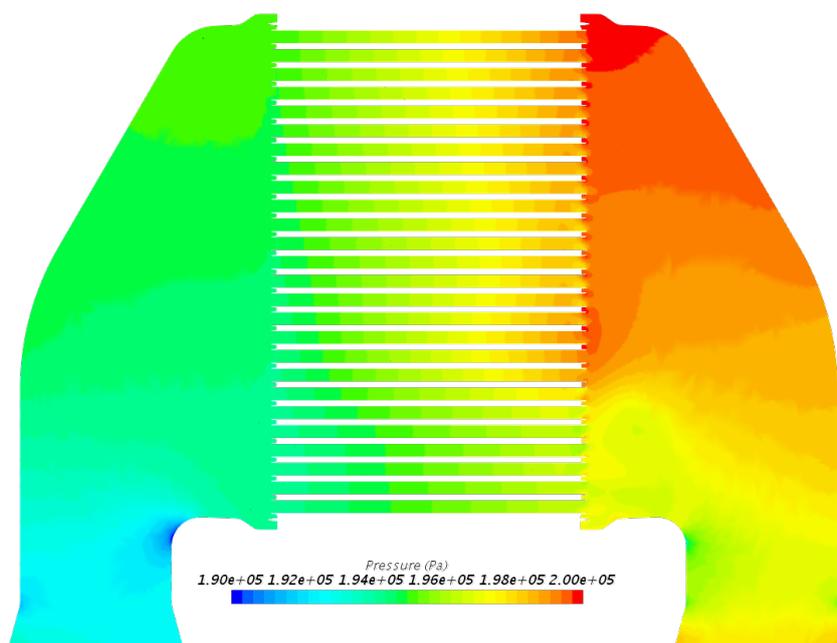
### 7.6.3 Geometria Nilo

Esta geometria é composta por 26 canais de ar com 4.52 mm de altura e 27 canais de água com 1.5 mm de altura. Esta geometria foi escolhida por apresentar uma eficiência melhor que a *Highland* sem ter uma perda de carga do ar muito maior. Como actualmente a JDeus não tem forma de fabricar alhetas com 1 mm de altura, escolheu-se uma solução com uma altura mínima do canal de água de 1.5 mm, capaz de ser implementada num futuro próximo. Este modelo CAD foi fornecido pela JDeus, o que resolve alguns dos problemas que a geometria *Tetrapis* tem relativamente ao escoamento da água.

**Tabela 7.8:** Comparação de resultados entre 2D e 3D - *Nilo*

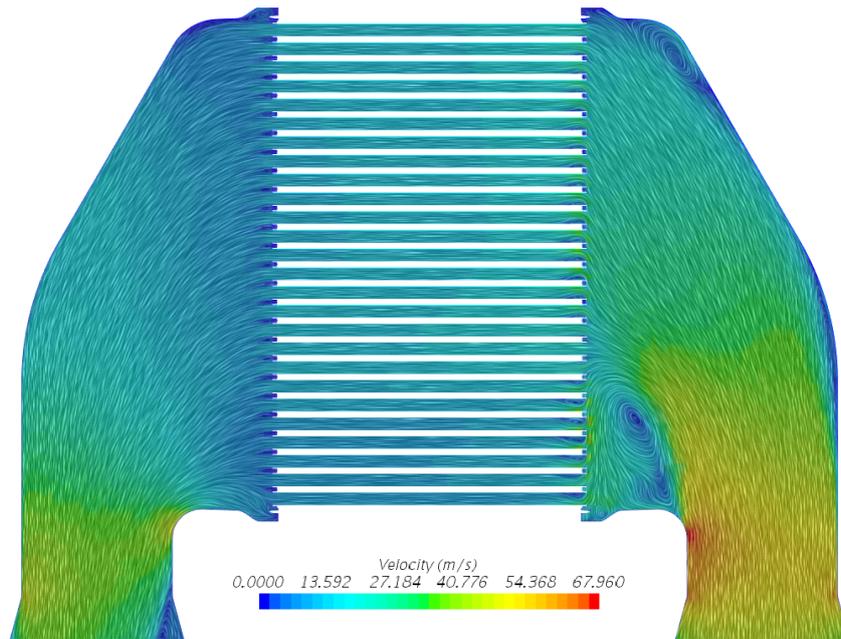
	Very High			Low		
	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)
<b>2D</b>	93.22	35.77	78.43	99.73	8.71	22.31
<b>3D</b>	93.03	51.08	103.73	99.64	12.58	26.67

As principais diferenças entre modelos continuam relacionadas com a perda de carga em ambos os fluidos. No entanto, a perda de carga nas alhetas de ar é de 37.68 mbar, uma diferença de apenas 2 mbar para o modelo 2D. A zona de recirculação está presente em todas as geometrias e é característica da caixa de entrada usada. Nas figuras 7.58 e 7.59 consegue-se visualizar a zona de recirculação que afecta os canais inferiores do ninho. Como já referido, este fenómeno acontece devido à geometria das caixas de entrada não estar otimizada para este ninho.

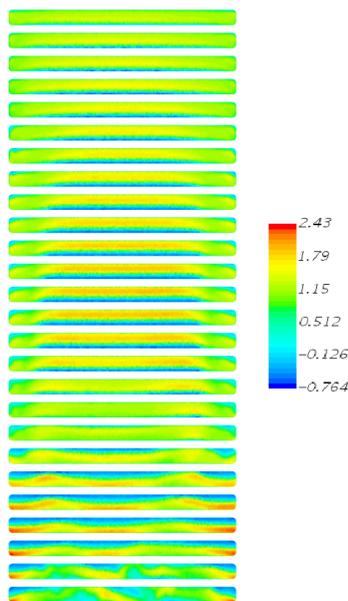


**Figura 7.58:** Distribuição de pressão no ar - *Nilo*

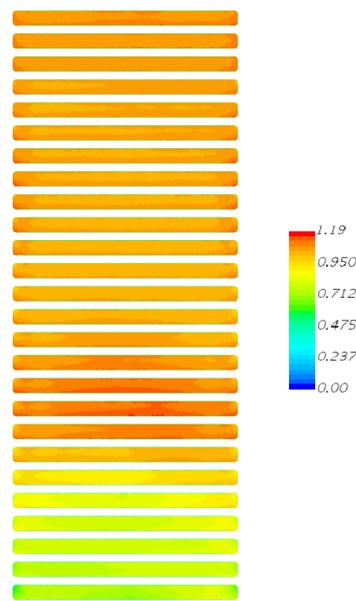
A distribuição do escoamento pelos diversos canais é mostrado nas figuras 7.60 e 7.61. Os canais perto da zona de recirculação continuam a ser mal fornecidos o que leva a que haja gradientes de velocidade superior nesses canais, o que provoca uma maior perda de carga. Nesta geometria a zona de recirculação afecta os canais superiores, levando a que haja ar a ser puxado de dentro das alhetas de volta para a caixa, zonas a azul na figura 7.60.



**Figura 7.59:** Perfil de velocidades do ar - *Nilo*



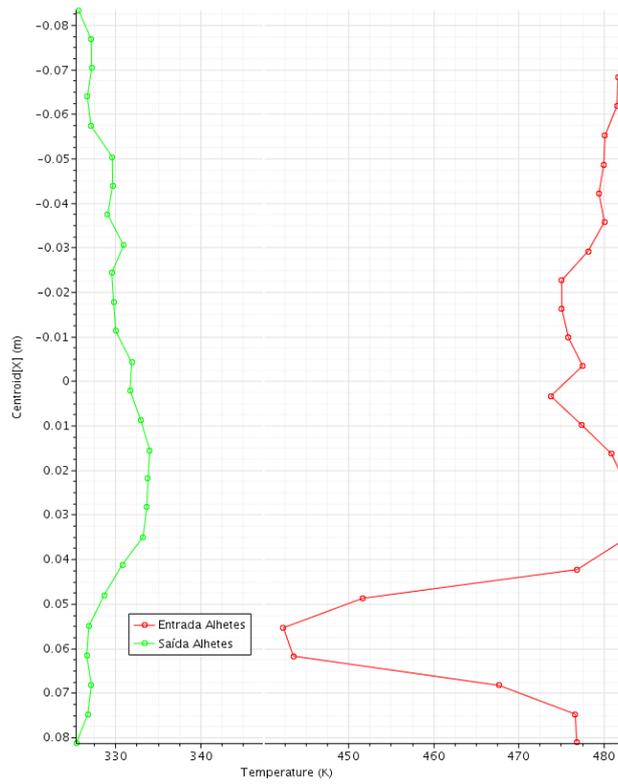
**Figura 7.60:** Distribuição de caudal à entrada das alhetas de ar - *Nilo*



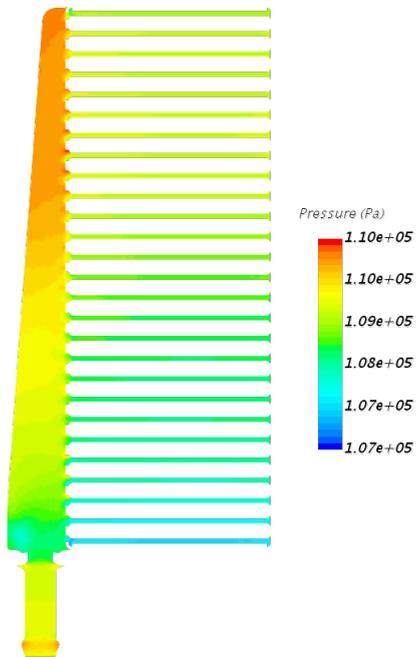
**Figura 7.61:** Distribuição de caudal à saída das alhetas de ar - *Nilo*

Desta forma, o perfil de temperaturas à entrada e à saída do ninho não é uniforme nos canais superiores, como mostrado na figura 7.62, derivado da influência da zona de recirculação nos canais superiores.

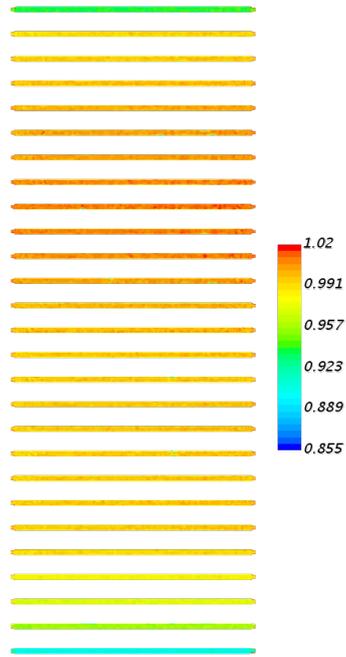
Ao nível dos canais de água, a distribuição de pressão e o caudal são mostrados nas figuras 7.63 e 7.64. Percebe-se a partir da figura 7.64 que nos canais inferiores há um mau fornecimento de caudal, o que faz com que a velocidade aumente, e conseqüentemente, uma maior perda de carga, como se pode ver na figura 7.63



**Figura 7.62:** Perfil de temperatura à entrada e saída das alhetas de ar - *Nilo*



**Figura 7.63:** Distribuição de pressão à entrada das alhetas de água - *Nilo*



**Figura 7.64:** Distribuição de caudal nas alhetas - *Nilo*

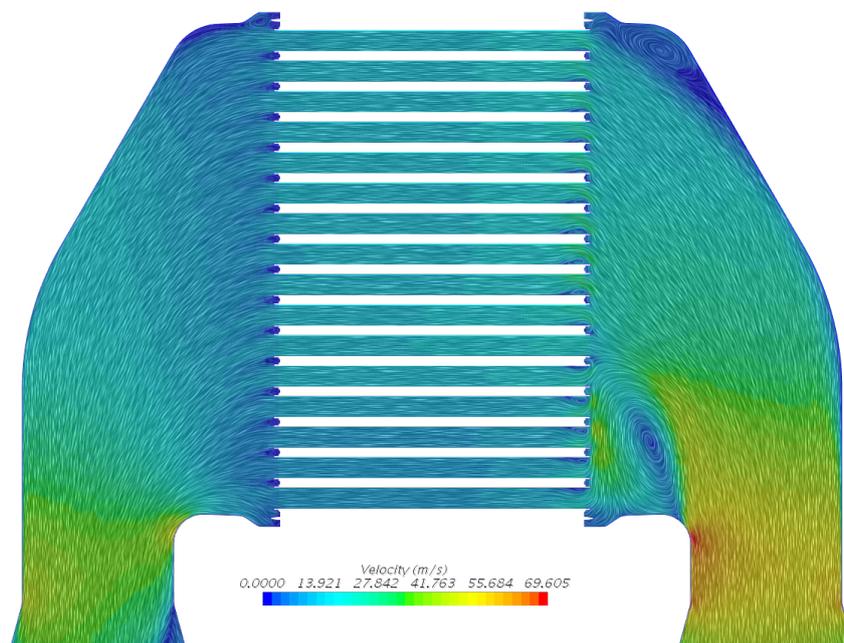
## 7.7 Modelo de turbulência $k - \epsilon$

Devido a JDeus usar o modelo  $k - \epsilon$  nas suas simulações, decidiu-se simular o escoamento na geometria *Highland* com este modelo e comparar os resultados obtidos com o modelo  $k - \omega$ , usando o modelo de não equilíbrio térmico. Ao comparar estes dois modelos consegue-se perceber os resultados da JDeus, quando comparados com os resultados obtidos.

**Tabela 7.9:** Comparação de resultados entre modelos de turbulência.

	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)
<b>Modelo <math>k - \omega</math></b>	84.09	46.03	102.58
<b>Modelo <math>k - \epsilon</math></b>	86.21	43.17	97.56
<b>Experimental</b>	84.40	50.00	100.00

A maior diferença entre os modelos acontece ao nível da eficiência. Enquanto com o modelo  $k - \omega$  obteve-se resultados próximos do experimental, quando comparamos com o modelo  $k - \epsilon$  essa diferença é de 2%. Como o modelo  $k - \epsilon$  simula os fenómenos perto da parede de forma aproximada, o gradiente de temperatura junto à parede é consideravelmente maior do que quando o modelo  $k - \omega$  é usado. Esta pequena diferença ao nível da eficiência faz com que os restantes parâmetros tenham uma maior diferença em relação aos resultados experimentais, pois como a massa volúmica varia ao longo do escoamento, a velocidade de ambos os fluidos alterar-se-á.



**Figura 7.65:** Distribuição de caudal à saída das alhetas - *Highland* ( $k - \epsilon$ )

Neste caso, como a eficiência é superior, a velocidade do escoamento de ar vai diminuir devido à maior massa volúmica, diminuindo assim a perda de carga de acordo com a equação de Darcy-Forcheimer (3.5). Na água, a tendência é inversa, uma vez que a massa volúmica da água diminui, aumentando a velocidade no escoamento e, conseqüentemente, a perda de carga.

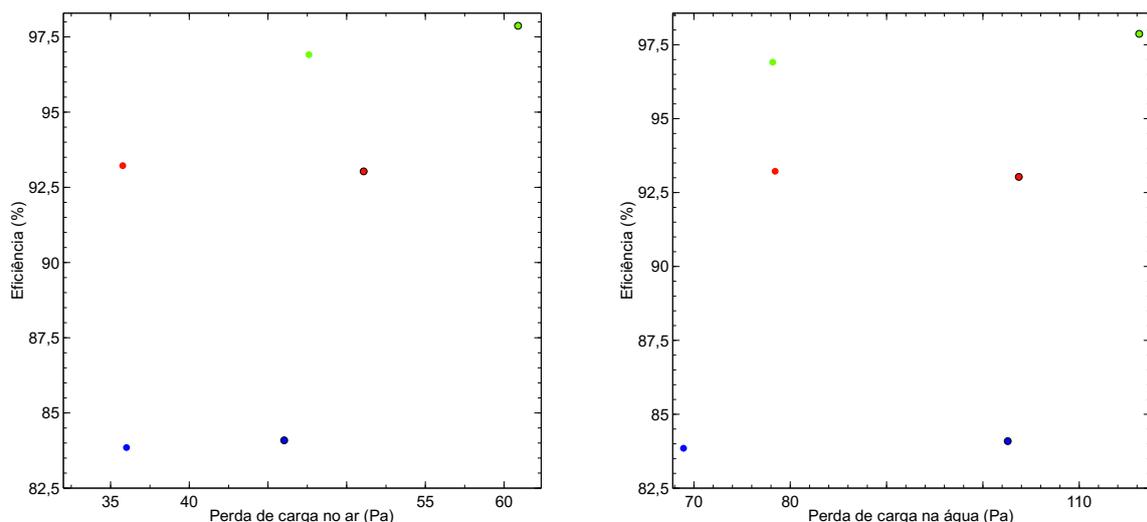
Comparando o perfil de velocidades entre modelos, a diferença não é significativa. Os três canais

inferiores continuam a não ter um bom fornecimento de caudal e o vórtice gerado, figura 7.65, está na mesma posição em ambos os modelos.

Conclui-se que a principal diferença em relação aos dois modelos é como os fenómenos perto da parede são simulados, sendo que com o modelo  $k - \omega$  obteve-se resultados mais próximos aos resultados experimentais.

## 7.8 Conclusões da validação dos resultados com modelo 3D completo

Através da simulação em *CFD* de três geometrias 3D em dois pontos de funcionamento distintos, foi permitido comparar o modelo simplificado (modelo 2D), com uma geometria mais realista e mais próxima ao *intercooler* real. Os resultados obtidos provam que é possível analisar o *intercooler* completo recorrendo apenas ao modelo 2D. A nível da eficiência, nenhuma das três geometrias simuladas apresenta diferenças significativas para o modelo simplificado, concluindo que o modelo simplificado pode substituir o modelo 3D completo para analisar a eficiência. Em termos de perda de carga em ambos os fluidos, o modelo simplificado já apresenta diferenças significativas, mas justificáveis, uma vez que há uma grande perda de carga nas caixas, como já referido na análise aos modelos 3D. Desta forma, conclui-se que é preciso otimizar as caixas de entrada e saída que fornecem o fluido ao ninho, de forma a reduzir a diferença entre os resultados dos modelos 2D e 3D. A diferença na perda de carga no ar entre os resultados 3D e o 2D, figura 7.66, situa-se entre os 10 mbar e os 15 mbar nas 3 geometrias estudadas, o que comprova que as perdas nas caixas mantêm-se dentro de uma gama reduzida, validando a hipótese de que as caixas precisam de ser optimizadas. Na água, a diferença situa-se entre os 25 mbar e os 40 mbar para as três geometrias estudadas.



**Figura 7.66:** Comparação de resultados entre modelos 2D e 3D para as três geometrias no ponto de funcionamento *Very High* (ponto verde *Tetraspis*), vermelho *Nilo* e azul *Highland*

Em relação aos modelos de turbulência, comprovou-se que o modelo  $k - \omega$  é o que traduz melhor a realidade, obtendo resultados mais próximos do experimental do que o modelo  $k - \epsilon$ .

## Capítulo 8

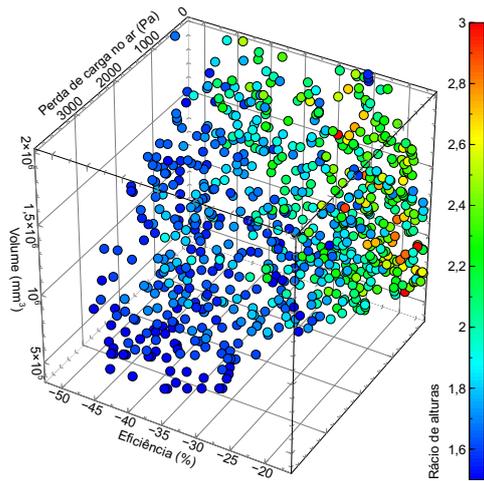
# Optimização do desempenho e do volume do *intercooler*

Como os resultados das optimizações feitas no capítulo 7 tenderam para valores de eficiência perto de 100%, não só se concluiu que era possível obter uma maior eficiência alterando a altura e o número de canais, mas também reduzir o volume total do ninho. Valores de eficiência perto de 100% indicam que o comprimento, altura e/ou largura do ninho estão sobredimensionados. Deste modo, procedeu-se a uma optimização em que os parâmetros a optimizar eram a maior eficiência possível, a menor perda de carga do ar e menor volume total, de forma a obter geometrias mais compactas e com níveis de desempenho melhores ou similares do que a geometria original. Primeiramente, seguiu-se o caminho do trabalho feito e optimizou-se o ninho sem a presença do meio poroso. Posteriormente, uma optimização foi feita com a presença de alhetas.

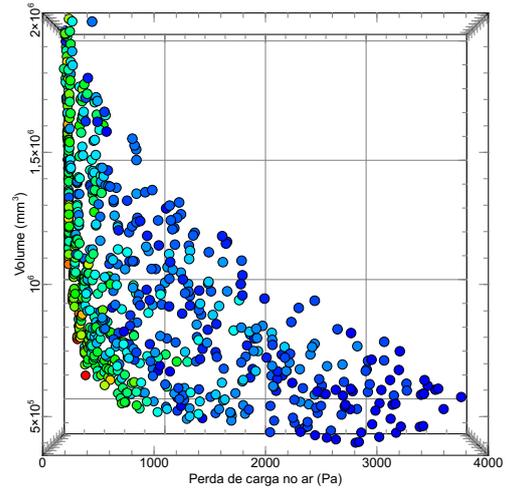
### 8.1 Optimização sem meio poroso

Como referido no capítulo 6, a massa volúmica é função da temperatura do fluido e é praticamente independente da perda de carga. Analisando as imagens seguintes, percebe-se que há um compromisso entre o comprimento do canal e a eficiência. Quanto menor for o comprimento do canal, figura 8.9, menor é a eficiência e mais baixa é a perda de carga, o que leva a que seja possível haver rácios menores que promovem um aumento da eficiência e da perda de carga. Para a altura do ninho, figura 8.5, a análise é semelhante. Devido ao facto de ao reduzir a altura, o número de canais é reduzido e conseqüentemente aumenta o caudal por canal, isto leva a que haja velocidades superiores, aumentando a perda de carga.

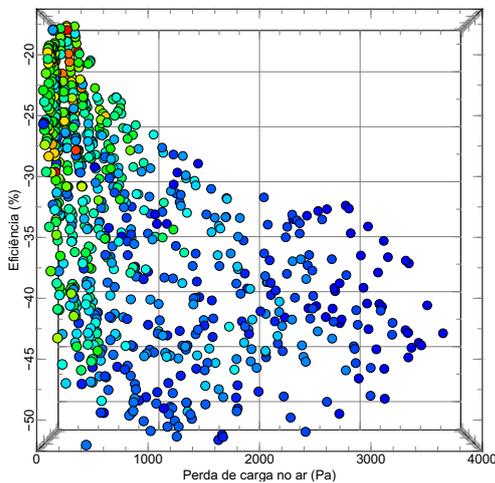
O rácio de alturas óptimo é altamente dependente do volume total. Para volumes próximos ao original, o rácio óptimo mantém-se entre os 3 e os 2, figura 8.1, como se concluiu no capítulo 6. Ao diminuir o volume o rácio óptimo diminui para valores próximos de 1.5, aumentando assim o número de canais de forma a contrariar a redução de volume. Saliento que nas imagens seguintes apenas os pontos pertencentes à superfície de Pareto são apresentados.



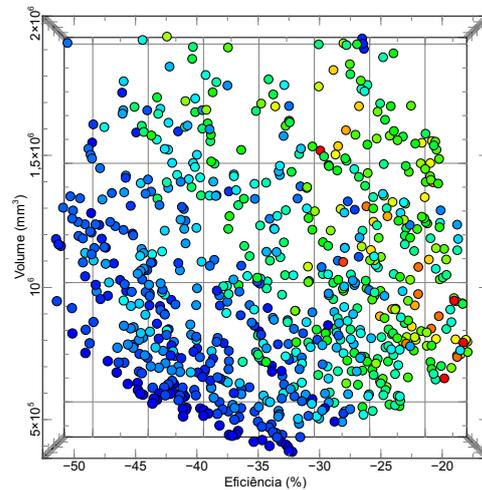
**Figura 8.1:** Superfície de Pareto variando o rácio de alturas



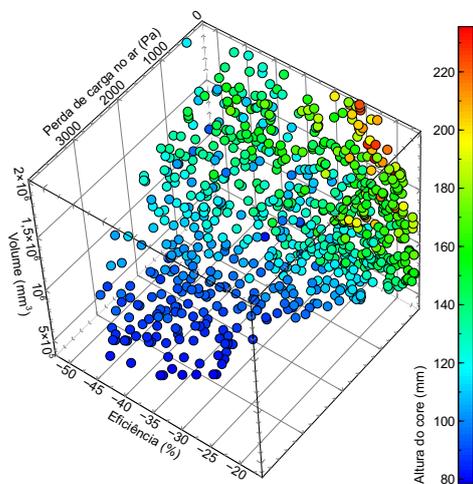
**Figura 8.2:** Resultados em função do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando o rácio de alturas



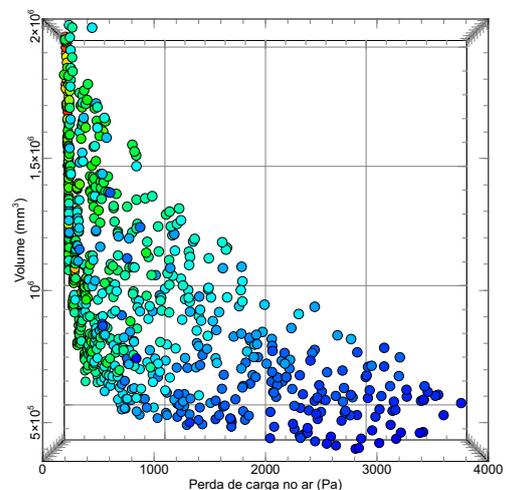
**Figura 8.3:** Resultados em função da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando o rácio de alturas



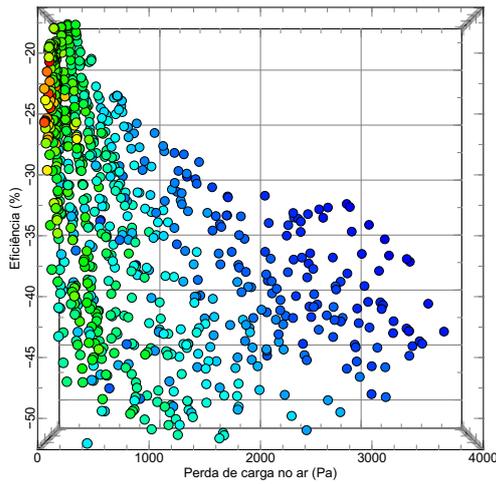
**Figura 8.4:** Resultados em função do volume e da  $\epsilon$  variando o rácio de alturas



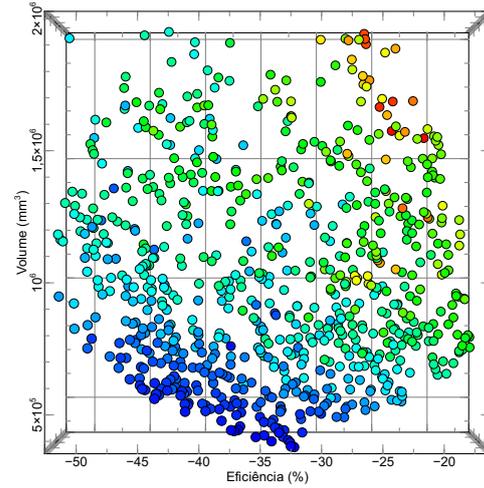
**Figura 8.5:** Superfície de Pareto variando a altura do ninho



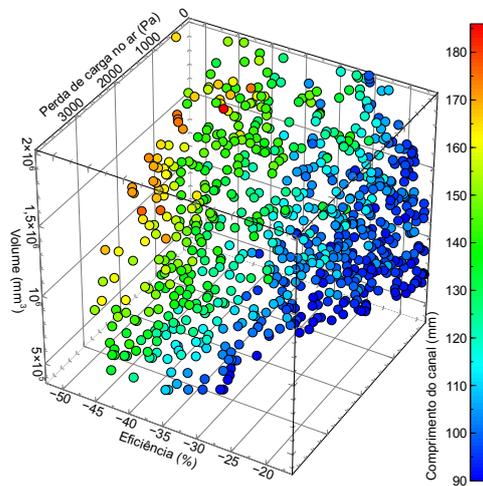
**Figura 8.6:** Resultados em função do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando a altura do ninho



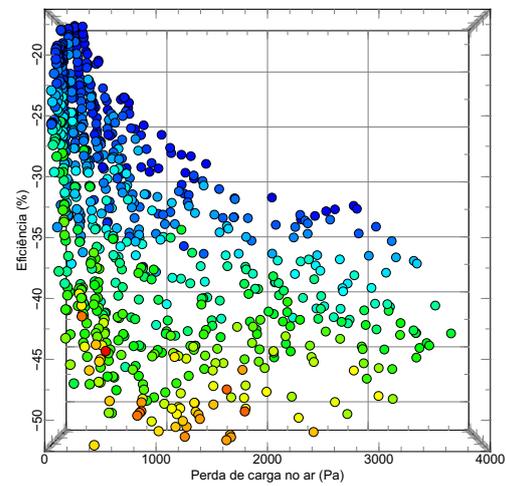
**Figura 8.7:** Resultados em função da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando a altura do ninho



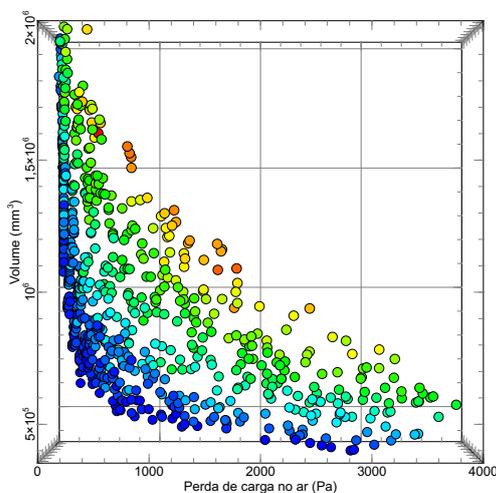
**Figura 8.8:** Resultados em função do volume e da  $\epsilon$  variando a altura do ninho



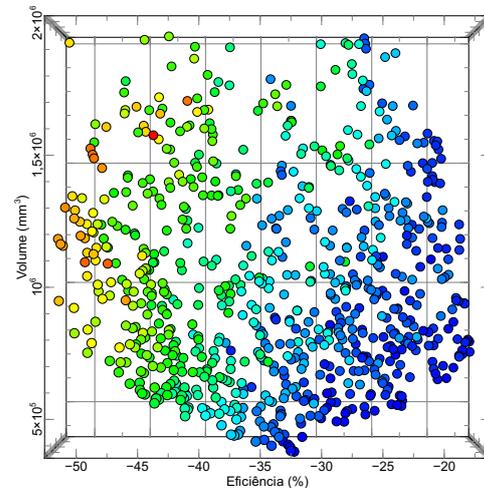
**Figura 8.9:** Superfície de Pareto variando o comprimento do canal



**Figura 8.10:** Resultados em função do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando o comprimento do canal



**Figura 8.11:** Resultados em função da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando o comprimento do canal



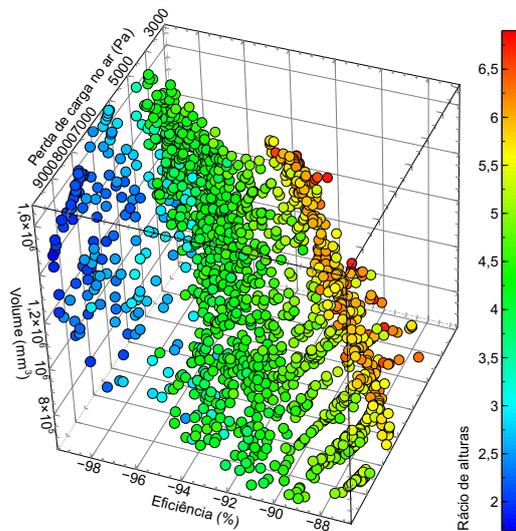
**Figura 8.12:** Resultados em função do volume e da  $\epsilon$  variando o comprimento do canal

## 8.2 Optimização com meio poroso

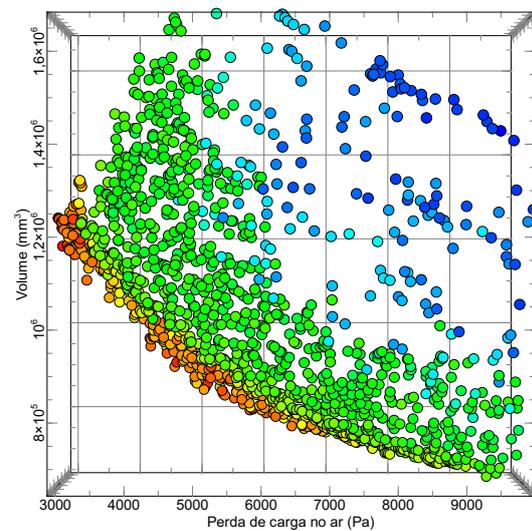
Fazendo uso dos modelos usados para caracterizar as alhetas, procedeu-se a uma optimização do volume total. Para esta optimização, a JDeus impôs que os limites superiores de todas as medidas fossem as medidas do ninho original. Outra limita o imposta era que a largura apenas pudesse ter os seguintes valores 64, 52, 32 e 25 mm que são os tamanhos actualmente em produ o na JDeus.

Mais uma vez apenas serão apresentados os pontos presentes na superfície de Pareto para mais fácil visualiza o.

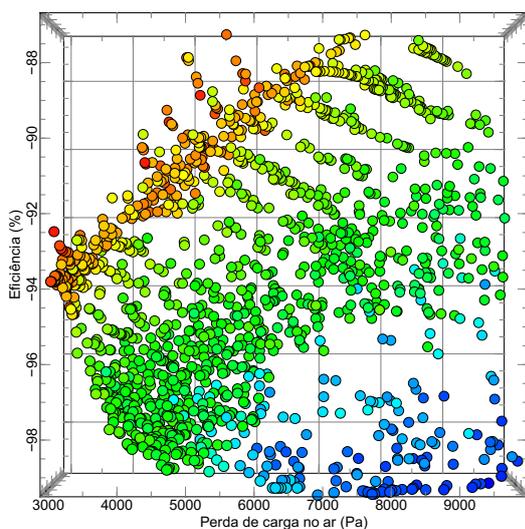
Percebe-se que a eficiência térmica   dependente do volume total do ninho. Para volumes maiores, a eficiência térmica aumenta e com o decréscimo de volume, a eficiência acompanha essa diminui o.



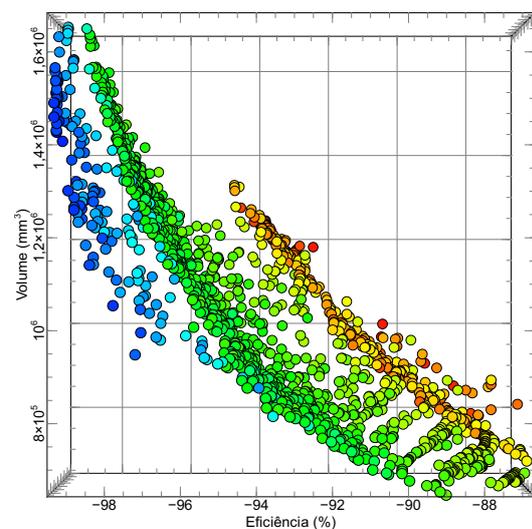
**Figura 8.13:** Superfície de Pareto variando o rácio de alturas



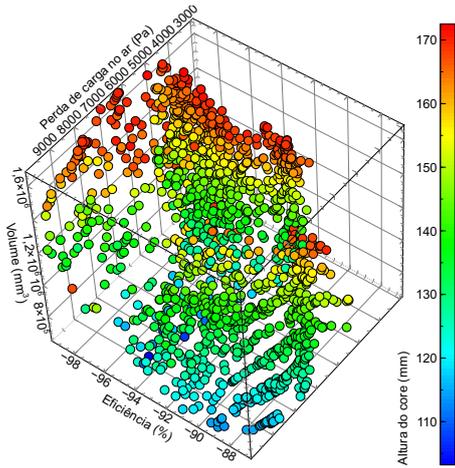
**Figura 8.14:** Resultados em fun o do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando o rácio de alturas



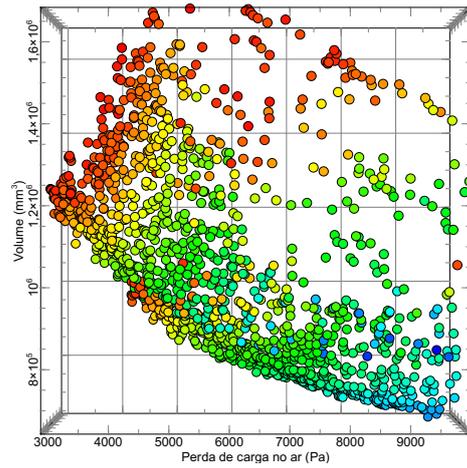
**Figura 8.15:** Resultados em fun o da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando o rácio de alturas



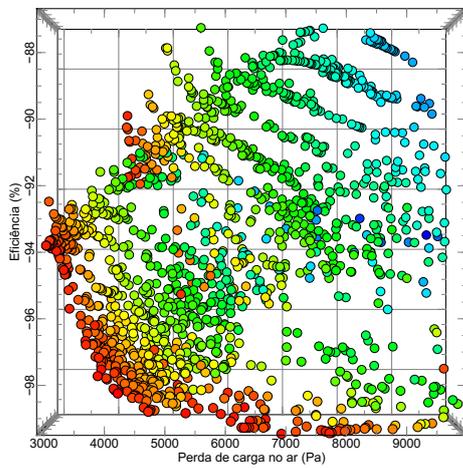
**Figura 8.16:** Resultados em fun o do volume e da  $\epsilon$  variando o rácio de alturas



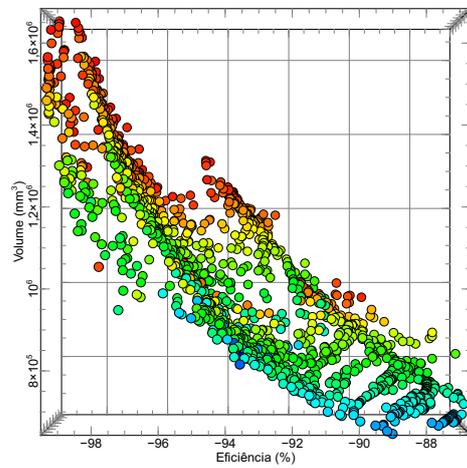
**Figura 8.17:** Superfície de Pareto variando a altura do ninho



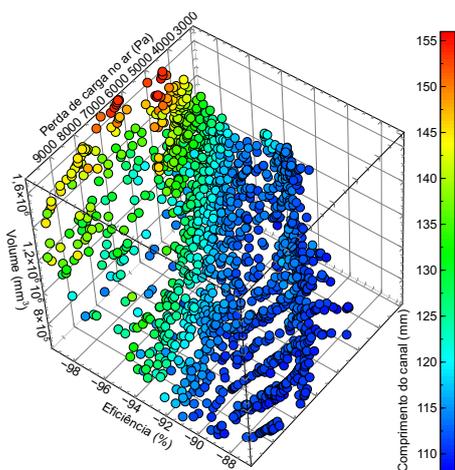
**Figura 8.18:** Resultados em função do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando a altura do ninho



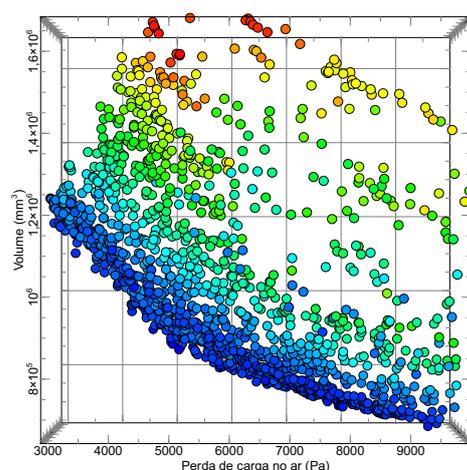
**Figura 8.19:** Resultados em função da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando a altura do ninho



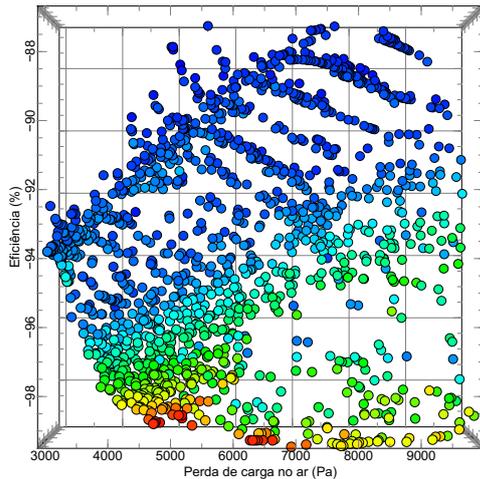
**Figura 8.20:** Resultados em função do volume e da  $\epsilon$  variando a altura do ninho



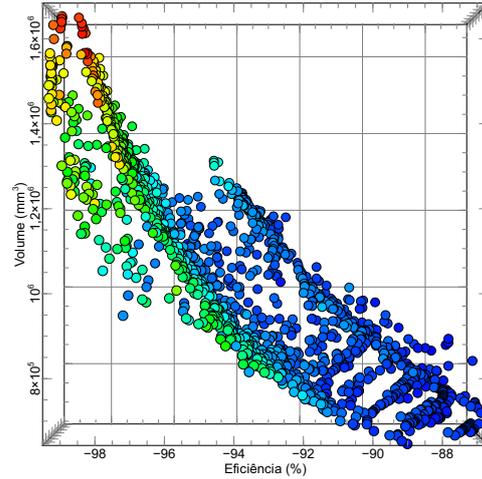
**Figura 8.21:** Superfície de Pareto variando o comprimento do canal



**Figura 8.22:** Resultados em função do volume e  $\Delta P_{ar}$  variando o comprimento do canal



**Figura 8.23:** Resultados em função da  $\epsilon$  e  $\Delta P_{ar}$  variando o comprimento do canal



**Figura 8.24:** Resultados em função do volume e da  $\epsilon$  variando o comprimento do canal

Como o volume total do ninho é um dos objectivos da optimização, a redução de volume implica um menor número de canais e um comprimento menor. Para compensar a redução do número de canais, o rácio entre as alturas de cada canal, figura 8.13 aumenta para que a perda de carga diminua.

O comprimento do canal, figura 8.21 tem uma grande influência nos resultados, pois tanto a troca térmica como a perda de carga são dependentes da área de contacto e do comprimento da alheta respectivamente.

Neste caso, a redução do comprimento da alheta foi a melhor forma de reduzir o volume do ninho pois consegue-se que pontos fora dos limites de desempenho possam voltar a ser considerados. Como analisámos em 7, pontos com rácios entre alturas inferiores têm elevadas perdas de carga em conjunto com uma alta eficiência. Ao reduzir o comprimento do canal de um desses pontos, a perda de carga irá diminuir, colocando este ponto dentro dos limites impostos. Como se obtiveram dados possíveis de comparar com os resultados experimentais, facilmente se identificaram as soluções óptimas que verificam os limites impostos pela JDeus.

Na tabela 8.1 são mostrados os pontos que cumprem os limites impostos. Todas as soluções têm uma largura de 64 mm.

**Tabela 8.1:** Resultados da optimização em volume

$H_{ar}$ (mm)	$H_{agua}$ (mm)	Nº de canais	$\Delta P_{ar}$ (mbar)	$\epsilon$ (%)	$\Delta P_{agua}$ (mbar)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Redução de volume (%)	Potência de bombagem (W)	L (mm)	$H_{ninho}$ (mm)
4.55	1.05	26	38.52	96.38	183.54	3.20	37%	301	115	162.25
2.78	1.05	31	72.43	96.66	132.29	3.21	47%	564	114	138.38
2.8	1.13	29	84.90	96.90	137.81	3.21	45.8%	661	122	132.5
4.64	1.1	25	44.06	97.19	199.85	3.22	31.6%	342	128	170.08
2.15	1.01	45	77.34	99.50	93.68	3.25	17%	595	145	170.21
7.2	2.5	16	56.9	97.7	134.5	3.25	-	438	175	170.5

Analisando a tabela 8.1 concluímos que é possível reduzir até quase 50% o volume total do ninho. O comprimento é o parâmetro que tem a maior variação, sendo compensado com uma diminuição no rácio entre alturas dos canais.

# Capítulo 9

## Conclusões

### 9.1 Sumário do trabalho desenvolvido

O principal objetivo deste trabalho foi conseguido pois obteve-se um conjunto de soluções, dentro dos limites impostos para o desempenho do *intercooler*, melhores que o *intercooler* actual. Recorrendo a simplificações geométricas e alterando a forma como o escoamento era modelado pela JDeus, foram feitas dois tipos de optimização. Uma optimização a volume constante, onde se alteraram as alturas e o número de canais, com o objetivo de melhorar o desempenho. Foi também feita uma optimização com volume variável, derivado da análise dos resultados obtidos na optimização com volume fixo, que permitiu concluir que uma redução de volume era possível sem diminuir o desempenho. Ambas as optimizações foram feitas recorrendo a um modelo 2D simplificado. Este processo foi feito com recurso a um algoritmo genético presente na *toolbox* do *MATLAB*.

Primeiramente, uma optimização sem alheta, ou seja, sem utilizar o meio poroso, foi feita para perceber a tendência e relacionar as alturas de ambos os canais com o número de canais existentes.

Como os resultados obtidos na optimização sem alheta não tinham uma aplicação prática para a JDeus, nem permitiram inferir sobre o desempenho real do *intercooler*, procedeu-se a uma caracterização das alhetas *louvered* e *offset* para poder implementar, durante as optimizações, o meio poroso em conjunto com o modelo de não equilíbrio térmico.

Os modelos desenvolvidos para caracterizar as propriedades das alhetas foram validados através da comparação de resultados experimentais com os resultados do modelo 3D do *intercooler* completo. Desta forma, conseguiu-se refazer a primeira optimização com a presença de alhetas, e assim, obter resultados mais importantes para o estudo em questão e para a JDeus.

Uma vez que a JDeus não usa os mesmos modelos, quer de turbulência, quer de modelo poroso, foi feita uma comparação entre resultados 3D do *intercooler* completo para perceber qual dos métodos usados (método usado pela JDeus e método usado neste trabalho) se aproxima mais aos resultados experimentais.

A optimização para redução do volume total do ninho foi feita, pois a optimização com meio poroso apresentava resultados com valores de eficiência próximos de 100%, indicando que as geometrias

estavam sobredimensionadas para o caso em estudo. Estas soluções de menor volume são muito apreciados, pois permitem que o *intercooler* seja instalado mais facilmente junto ao motor.

## 9.2 Conclusões principais do estudo feito

Ao longo deste trabalho obtiveram-se vários resultados que permitem formular diversas conclusões, quer derivadas de análise de resultados, quer de teor mais técnico, como uma forma nova de simular alhetas recorrendo a um meio poroso. As principais conclusões retiradas durante este trabalho foram as seguintes:

- A influência da condição de não escorregamento é desprezável quando em conjunto com o modelo poroso, sendo responsável por apenas 5% da perda de carga total imposta ao fluido;
- O modelo de não equilíbrio térmico modela de uma forma mais realista o escoamento por um meio poroso. Já para o modelo de equilíbrio térmico, para simular o escoamento real, as propriedades da alheta não podem ser reais;
- O melhor modelo para simular a turbulência é o  $k - \omega$  pois obtém resultados mais próximos aos experimentais em relação ao modelo  $k - \epsilon$ ;
- A massa volúmica é apenas função da eficiência, sendo que a perda de carga tem pouca influência neste parâmetro;
- O factor que mais influencia a eficiência e a perda de carga é o número de canais existentes. Quanto maior o número de canais maior é a eficiência e a perda de carga.
- Usando o modelo 2D conseguem-se obter resultados muito próximos aos resultados experimentais do *intercooler*. A maior diferença entre resultados acontece ao nível da perda de carga, derivado do formato das caixas de entrada e saída de ambos os fluidos;
- A diferença entre o modelo 2D e o modelo 3D do *intercooler* completo, para além do número de canais, é a forma como as caixas influenciam o escoamento no ninho. As diferenças entre os dois modelos implica que as caixas não estão devidamente otimizadas para a geometria;
- Os modelos desenvolvidos para caracterizar as alhetas são válidos e apresentam uma boa concordância com a realidade, como referido durante a análise aos modelos 3D;
- O método de optimização aplicado durante este trabalho proporciona uma forma rápida e robusta de obter resultados. Ao utilizar modelos simplificados reduziu-se substancialmente o tempo necessário de 1-2 dias, para 1-3 minutos por simulação;
- Os modelos 3D verificam a validade dos modelos que caracterizam as alhetas e a validade do modelo 2D simplificado, com diferenças inferiores a 5% ao nível da eficiência térmica;

- É possível reduzir o volume total do ninho, principalmente reduzindo o comprimento dos canais. Através da redução do comprimento dos canais e aplicando rácios entre alturas dos canais próximos de 2.5, o volume total diminui em aproximadamente 47%, cumprindo os requisitos de desempenho.

Conseguiu-se obter um conjunto de soluções com melhor desempenho, não só para volume constante mas também soluções com menor volume, do que a geometria *Highland*, atingindo os objectivos propostos inicialmente.

Assim, considero que todos os objectivos propostos foram atingidos, traduzindo não só em geometrias válidas para serem fabricadas, mas também num processo de optimização de permutadores muito eficaz e com resultados válidos.

### 9.3 Recomendações de trabalho futuro

Para trabalho futuro sugiro que as caixas de entrada e de saída sejam optimizadas, de forma a que as simulações 2D não apresentem um desvio significativo para as simulações 3D e para os resultados experimentais.

Outra sugestão é fazer um estudo estrutural das geometrias resultantes deste trabalho, assim como validação experimental que corrobore os resultados numéricos obtidos.

Obter novos modelos para diferentes alhetas que sejam função em diversos parâmetros geométricos e não só em altura, permitiria uma maior diversidade de soluções e possivelmente soluções com melhor desempenho do que as obtidas nesta dissertação.

Um estudo nos fluidos envolvidos também era importante visto que a emergência de novos fluidos, como os nanofluidos, estão a ter resultados muito interessantes ao nível da transmissão de calor.

A última sugestão é tentar inserir o *intercooler* dentro do colectore de admissão. Desta forma, consegue-se diminuir a perda de carga nos tubos que transportam o ar desde o turbo compressor até ao colectore de admissão.

# Referências

- [1] F. A. C. Ferreira. «Development of an experimental set-up for the study of heat transfer mechanisms in forced convection flows - application to waste heat recovery systems in vehicles». Tese de mestrado. Universidade de Lisboa, 2016.
- [2] Autothechnician. *Intercooler failures*. <https://autotechnician.co.uk/intercooler-failures/>. 2011 (acedido em setembro 2020).
- [3] W. Lin e B. Sunden. «Vehicle Cooling Systems for Reducing Fuel Consumption and Carbon Dioxide: Literature Survey». Em: *SAE Technical Papers* (mai. de 2010).
- [4] E. Canli, S. Darici e M. Ozgoren. «Intercooler Effect on Conventional Supercharging Systems». Em: *International scientific conference* (nov. de 2010).
- [5] T. Adibi, R. Kangarluei, S. Karamjavani e B. Rosoly. «Investigating Effect of Intercooler on Performance and Efficiency of Brayton Cycle in Ideal and Non-ideal Condition». Em: *International Journal of Science, Engineering and Technology Research* 6 (abr. de 2017), pp. 2278–7798.
- [6] Bahman Zohuri. *Compact Heat Exchangers*. 1ª ed. Springer International Publishing, 2017. ISBN: 978-3-319-29835-1.
- [7] M. H. Panjeshahi e Tahouni. N. «Pressure drop optimisation in debottlenecking of heat exchanger networks». Em: *Energy* 33.6 (2008), pp. 942–951.
- [8] S. Basavarajappa, G. Manavendra e S. Prakash. «A review on performance study of finned tube heat exchanger». Em: *Journal of Physics: Conference Series* 1473 (fev. de 2020), pp. 12–30.
- [9] M. Ma'arof, G. Chala, H. Husain e M. Mohamed. «Influence of fins designs, geometries and conditions on the performance of a plate-fin heat exchanger-experimental perspective». Em: *Journal of Mechanical Engineering and Sciences* 13 (mar. de 2019), pp. 4368–4379.
- [10] W Wang, Y. Zhang, K. Kwan-Soo Lee e B. Bingxi Li. «Optimal design of a double pipe heat exchanger based on the outward helically corrugated tube». Em: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 135 (2019), pp. 706–716.
- [11] Indiamart. [www.indiamart.com/microfinisheng/corrugated-tube.html](http://www.indiamart.com/microfinisheng/corrugated-tube.html). (acedido em setembro 2020).
- [12] W. Li, G. Yu e Z. Yu. «Bioinspired Heat Exchangers Based on Triply Periodic Minimal Surfaces for Supercritical CO<sub>2</sub> Cycles». Em: *Applied Thermal Engineering* 179 (jul. de 2020).

- [13] A. Ros. «Stable periodic constant mean curvature surfaces and mesoscopic phase separation». Em: *Interfaces and Free Boundaries - INTERFACE FREE BOUND* 9 (jan. de 2007).
- [14] Q. Li e Y. Xuan. «Convective heat transfer and flow characteristics of Cu-H<sub>2</sub>O nanofluid». Em: *Science in China, Series E: Technological Sciences* 45 (ago. de 2002), pp. 408–416.
- [15] M.S. Kandelousi, S. Ameen, M.S. Akhtar e H.S. Shin. *Nanofluid Flow in Porous Media*. 1<sup>a</sup> ed. IntechOpen, 2020. ISBN: 978-1-78923-838-9.
- [16] A. Prasad, Sumer Singh e Harish Nagar. «A Review on Nanofluids: Properties and Applications». Em: *International Journal Of Advance Research And Innovative Ideas In Education* 3 (jan. de 2017), pp. 3185–3209.
- [17] U. Dipta Das, M. Razzaq, K. Sajib e J. U. Ahamed. «Heat Transfer Analysis of Propylene Glycol and Water Mixture Based TiO<sub>2</sub> Nanofluids in a Shell and Tube Heat Exchanger». Em: *International Conference on Mechanical Engineering and Renewable Energy* (dez. de 2019).
- [18] Manutenção e suprimentos. [www.manutencaoesuprimentos.com.br/caracteristicas-dos-permutadores-de-calor-de-placas](http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/caracteristicas-dos-permutadores-de-calor-de-placas). (acedido em setembro 2020).
- [19] Q. Li, G. Flamant, X. Yuan, P. Neveu e L. Luo. «Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers». Em: *Renewable & Sustainable Energy Reviews - RENEW SUSTAIN ENERGY REVIEW* 15 (dez. de 2011).
- [20] F. P. Incropera, A. S. Lavine, T. L. Bergman e D. P. DeWitt. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, Inc., 2006. ISBN: 0470088400.
- [21] S. Liu e Y. Zhang. «Research on the Integrated Intercooler Intake System of Turbocharged Diesel Engine». Em: *International Journal of Automotive Technology* 21 (abr. de 2020), pp. 339–349.
- [22] M. A. Habib, R. Ben-Mansour, S. Said, M.S. Al-Qahtani, J.J. Al-Bagawi e K.M. Al-Mansour. «Evaluation of flow maldistribution in air-cooled heat exchangers». Em: *Computers & Fluids* 38 (mar. de 2009), pp. 677–690.
- [23] T. Kim. «Development of friction model for offset strip fin with separated viscous and inertial resistances». Em: *Journal of Mechanical Science and Technology* 31 (dez. de 2017), pp. 6051–6057.
- [24] M. S. Kim, J. Lee, S. Yook e K. Lee. «Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins». Em: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 54.9 (2011), pp. 2073–2079.
- [25] A. Della Torre, G. Montenegro, A. Onorati, S. Khadilkar e R. Icarelli. «Multi-Scale CFD Modeling of Plate Heat Exchangers Including Offset-Strip Fins and Dimple-Type Turbulators for Automotive Applications». Em: *Energies* 12.15 (ago. de 2019), pp. 1–20.
- [26] Y. Shi, J. Ji e C. Zhang. «Semiporous Media Approach for Numerical Simulation of Flow through Large-Scale Sparse Tubular Heat Exchangers». Em: *HVAC&R Research* 16 (set. de 2010), pp. 617–628.
- [27] S. Whitaker. «The Forchheimer equation: A theoretical development». Em: *Transport in Porous Media* 25 (set. de 1996), pp. 27–61.

- [28] V. V. Kishor Kumar e B. T. Kuzhiveli. «Prediction of Darcy Permeability and Forchheimer's Coefficient of Porous Structures Relevant to Regenerator of a Stirling Cryocooler Using a Correlation Based Method». Em: *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration* 25.02 (2017).
- [29] T. Kim, H. Kang e J. Lee. «A porosity model for flow resistance calculation of heat exchanger with louvered fins». Em: *Journal of Mechanical Science and Technology* 30 (abr. de 2016), pp. 1943–1948.
- [30] S. Sun, Z. Cao, H. Zhu e J Zhao. «A Survey of Optimization Methods From a Machine Learning Perspective». Em: *IEEE Transactions on Cybernetics* 50 (2020), pp. 3668–3681.
- [31] İ. Ç. Koyuncuoglu. «OPTIMIZATION OF AIR TO AIR CROSS FLOW HEAT EXCHANGER». Tese de mestrado. Middle East Technical University, 2018.
- [32] G. Xie, B. Sunden e Q. Wang. «Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm». Em: *Applied Thermal Engineering* 28 (jun. de 2008), pp. 895–906.
- [33] W.M. Kays e A.L. London. *Compact heat exchangers*. 3ª ed. Krieger Pub. Co., 1984. ISBN: 9780081003060.
- [34] C. Liu, W. Bu e D. Xu. «Multi-objective shape optimization of a plate-fin heat exchanger using CFD and multi-objective genetic algorithm». Em: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 111 (2017), pp. 65–82.
- [35] K. Shirvan, R. Ellahi, S. Mirzakhani e M. Mamourian. «Enhancement of heat transfer and heat exchanger effectiveness in a double pipe heat exchanger filled with porous media: Numerical simulation and sensitivity analysis of turbulent fluid flow». Em: *Applied Thermal Engineering* 109 (2016), pp. 761–774.
- [36] S. Suter e R. Skalak. «The History of Poiseuille's Law». Em: *Annual Review of Fluid Mechanics* 25 (nov. de 2003), pp. 1–20.
- [37] NPTEL. <https://nptel.ac.in/content/storage2/courses/101103004/pdf/mod5.pdf>. (acedido em setembro 2020).
- [38] S. Bailey, M. Egerer, M. Hultmark e A. Smits. «Estimating the value of von Karman's constant in turbulent pipe flow». Em: *Journal of Fluid Mechanics* 749 (jun. de 2014), pp. 79–98.
- [39] G. Brown. «The History of the Darcy-Weisbach Equation for Pipe Flow Resistance». Em: *ASCE Civil Engineering Conference* 38 (out. de 2002).
- [40] F.M. White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw Hill, 2011. ISBN: 978-0-073-52934-9.
- [41] V. Brederode. *Fundamentos de Aerodinâmica Incompressível*. 2ª ed. IST Press, 1997.
- [42] D. Clamond. «Efficient Resolution of the Colebrook Equation». Em: *Industrial & Engineering Chemistry Research* 48 (out. de 2008).
- [43] Z. Duan, M. Yovanovich e Y. Muzychka. «Pressure Drop for Fully Developed Turbulent Flow in Circular and Noncircular Ducts». Em: *Journal of Fluids Engineering* 134 (jun. de 2012).

- [44] S. Churchill. «Empirical expressions for the shear stress in turbulent flow in commercial pipe». Em: *AIChE Journal* 19 (1973), pp. 375–376.
- [45] P. Swamee e A. Jain. «Explicit equations for pipe-flow problems». Em: *ASCE J Hydraul Div* 102 (mai. de 1976), pp. 657–664.
- [46] H. Brauer. «Topics in Applied Physics, Bd. 12: Turbulence. Von P. Bradshaw. Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg – New York 1976. 1. Aufl., XI, 335 S., 47 Abb., geb. DM 97,—». Em: *Chemie Ingenieur Technik* 49.6 (1977), pp. 496–496.
- [47] H. Langhaar. «Steady Flow in the Transition Length of a Straight Tube». Em: *Journal of Applied Mechanics-Transactions of The Asme* 9 (1942).
- [48] W. M. and M. E. Crawford Kays e B. Weigand. *Convective Heat and Mass Transfer*. 4ª ed. McGraw-Hill Higher Education, 2005.
- [49] M. Everts e J. Meyer. «Laminar hydrodynamic and thermal entrance lengths for simultaneously hydrodynamically and thermally developing forced and mixed convective flows in horizontal tubes». Em: *Experimental Thermal and Fluid Science* 118 (abr. de 2020), pp. 110–153.
- [50] F. Durst, S. Ray, B. Ünsal e O. Bayoumi. «The Development Lengths of Laminar Pipe and Channel Flows». Em: *Journal of Fluids Engineering-Transactions of The Asme - J FLUID ENG* 127 (nov. de 2005).
- [51] NPTEL. [www.respondeai.com.br/conteudo/fen-trans-mec-flu-trans-cal-e-trans-massa/conveccao/escoamento-em-dutos-circulares/1539](http://www.respondeai.com.br/conteudo/fen-trans-mec-flu-trans-cal-e-trans-massa/conveccao/escoamento-em-dutos-circulares/1539). (acedido em setembro 2020).
- [52] I. Newton. *A scale of the degrees of heat*. (citado por Winterton em "Newton's law of cooling[95]). Royal Society London, 1809.
- [53] J. Fourier. *Theorie de la propagation de la chaleur*. (citado por Winterton em "Newton's law of cooling [95]). Grattan-Guinness, 1807.
- [54] S. Kakaç, R. Oskay e H. Y. Zhang. «Correlations for Forced Convection in Ducts». Em: *Two-Phase Flow Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*. Ed. por Sadik Kakaç, Arthur E. Bergles e E. Oliveira Fernandes. Springer Netherlands, 1988.
- [55] H. Hausen. «Z. VDI Beih». Em: *Verfahrenstech* 4 (1943). (citado em *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* em [20]), p. 91.
- [56] Y. S. Muzychka e M. M. Yovanovich. «Laminar Forced Convection Heat Transfer in the Combined Entry Region of Non-Circular Ducts ». Em: *Journal of Heat Transfer* 126.1 (mar. de 2004), pp. 54–61.
- [57] G.F. Hewitt, G.L. Shires e T.R. Bott. *Process Heat Transfer*. Behel House, 2000.
- [58] D. Taler e J. Taler. «Simple heat transfer correlations for turbulent tube flow». Em: *E3S Web of Conferences* 13 (jan. de 2017).
- [59] F. W. Dittus e L. M. K. Boelter. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type*. 2ª ed. The University of California Publications on Engineering, 1930.

- [60] R.H.S. Winterton. «Where did the Dittus and Boelter equation come from?» Em: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41.4 (1998), pp. 809–810.
- [61] V. Gnielinski. «New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow». Em: *International Chemical Engineering* 16.2 (1976), pp. 359–368.
- [62] H. Navarro e L. Cabezas-Gómez. «Effectiveness-ntu computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers». Em: *Brazilian Journal of Chemical Engineering - BRAZ J CHEM ENG* 24 (out. de 2007).
- [63] H. Qiao. «Correction of Log Mean Temperature Difference Method and Effectiveness-NTU Relations for Two-phase Heat Transfer with Pressure Drop and Temperature Glide». Em: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference* (jul. de 2018).
- [64] K. Sridhar e K. Bicha. «Comparative Analysis of Parallel and Counter Flow Heat Exchangers». Em: *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research* 6 (2017), pp. 0638–0644.
- [65] M. El Haj Assad e V. Kotiaho. «Analysis of a Parallel-Flow Heat Exchanger with a Heat Source». Em: *Heat Transfer Engineering* 32 (abr. de 2011), pp. 384–389.
- [66] R. Jia, J. Hu e A. Elbalsohi. «Analysis of a Counter Flow Parallel-plate Heat Exchanger». Em: abr. de 2014.
- [67] M. Mehrabian, Seyed Mansouri e G.A. Sheikhzadeh. «The overall heat transfer characteristics of a double pipe heat exchanger: Comparison of experimental data with predictions of standard correlations». Em: *International Journal of Engineering Transaction* 15 (jan. de 2001).
- [68] Engineering toolbox. *LMTD*. [www.engineeringtoolbox.com/arithmic-logarithmic-mean-temperature-d\\_436](http://www.engineeringtoolbox.com/arithmic-logarithmic-mean-temperature-d_436). (acedido em setembro 2020).
- [69] F. M. Hussein e M. S. El-Shobokshy. «Experimental Investigation of the Effect of Extended Surfaces on the Performance of Tube Banks in Cross Flow». Em: *Journal of King Saud University - Engineering Sciences* 1.1 (1989), pp. 213–226.
- [70] A. Maji e G. Choubey. «Improvement of heat transfer through fins: A brief review of recent developments». Em: *Heat Transfer* 49 (fev. de 2020).
- [71] NPTEL. [www.lorithermal.com/cold-forging-copper-pin-fin-heat-sink](http://www.lorithermal.com/cold-forging-copper-pin-fin-heat-sink). (acedido em setembro 2020).
- [72] K. Bilen, S. Gok, A. Olcay e İ. Solmuş. «Investigation of The Effect Of Aluminum Porous Fins On Heat Transfer». Em: *Energy* 138 (ago. de 2017).
- [73] A. D. Snider. «Mathematical techniques in extended surface analysis». Em: *Mathematical Modelling* 3.3 (1982), pp. 191–206.
- [74] EMC Fin tech. <https://emcfintech.com/Services.html>. (acedido em setembro 2020).
- [75] Robinson Fin. <http://www.robfin.com/lanced-offset-fins>. (acedido em setembro 2020).

- [76] R. M. Manglik e A. E. Bergles. «Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger». Em: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10.2 (1995). Aerospace Heat Exchanger Technology, pp. 171–180.
- [77] Y. Muzychka e M. Yovanovich. «Modeling the f and j Characteristics for Transverse Flow Through an Offset Strip Fin at Low Reynolds Number». Em: *Journal of Enhanced Heat Transfer* 8 (jan. de 2001), pp. 243–259.
- [78] L. B. Erbay, B. Doğan e Öztür. M. M. «Comprehensive Study of Heat Exchangers with Louvered Fins». Em: *Heat Exchangers*. Ed. por S. M. Sohel Murshed e Manuel Matos Lopes. Rijeka: IntechOpen, 2017. Cap. 4.
- [79] R. K. Shah. *EXTENDED SURFACE HEAT TRANSFER*. 2011 (acedido em setembro 2020). URL: <http://thermopedia.com/content/750/>.
- [80] J. H. Holland. *Adaptation in Natural and Artificial Systems: An Introductory Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*. MIT Press, 1992.
- [81] SOLIDWORKS. *CAD software by Dassault Systèmes*. <https://www.solidworks.com/>.
- [82] STAR-CCM+. *CFD software by CD-ADAPCO*. <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/products/simcenter/STAR-CCM.html>.
- [83] MATLAB. *calculus and coding software by Mathworks*. <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>.
- [84] X. Liu, W. Q. Tao e Y.L. He. «A simple method for improving the SIMPLER algorithm for numerical simulations of incompressible fluid flow and heat transfer problems». Em: *Engineering Computations* 22 (dez. de 2005), pp. 921–939.
- [85] N. Ashton, A. West, S. Lardeau e A. Revell. «Assessment of RANS and DES methods for realistic automotive models». Em: *Computers & Fluids* 128 (2016), pp. 1–15.
- [86] F. Menter. «Zonal Two Equation k- $\omega$  Turbulence Models For Aerodynamic Flows». Em: *23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics, and Lasers Conference*. 1993.
- [87] N. Padoin, A. Dal'toé e C. Soares. «CFD Applied to the Investigation of Flow Resistances in Porous Media». Em: *Congreso Interamericano de Computación Aplicada a la Industria de Procesos* (out. de 2013).
- [88] O. Noah, J. Slabber e J. Meyer. «CFD Simulation of natural convection heat transfer from heated micro-spheres and bottom plate in packed beds contained in slender cylindrical geometries.» Em: *Proceedings of the 6th International Conference on Porous Media* (mai. de 2014).
- [89] R. Nowak. «Estimation of Viscous and Inertial Resistance Coefficients for Various Heat Sink Configurations». Em: *Procedia Engineering* 157 (dez. de 2016), pp. 122–130.
- [90] E. Skjetne e J. L. Auriault. «High-Velocity Laminar and Turbulent Flow in Porous Media». Em: *Transport in Porous Media* 36 (ago. de 1999), pp. 131–147.

- [91] N. Dukhan e C. A. Minjeur. «A two-permeability approach for assessing flow properties in metal foam». English. Em: *Journal of Porous Materials* 18.4 (2011), pp. 417–424.
- [92] M. Islam, N.E. Wijesundera e J.C. Ho. «Heat and mass transfer effectiveness and correlations for counter-flow absorbers». Em: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 49 (out. de 2006), pp. 4171–4182.
- [93] M. Arie, A. Shooshtari, R. Tiwari, S. Dessiatoun, M. Ohadi e J. Pearce. «Experimental Characterization of Heat Transfer in an Additively Manufactured Polymer Heat Exchanger». Em: *Applied Thermal Engineering* 113 (nov. de 2016).
- [94] T.A. Cowell, M.R. Heikal e A. Achaichia. «Flow and heat transfer in compact louvered fin surfaces». Em: *Experimental Thermal and Fluid Science* 10.2 (1995). Aerospace Heat Exchanger Technology, pp. 192–199.
- [95] R. H. S. Winterton. «Newton's law of cooling». Em: *Contemporary Physics* 40.3 (1999), pp. 205–212.

# Apêndice A

## Primeiro Anexo

### A.1 Tabelas com valores obtidos e coeficientes das equações resultantes dos ajustes feitos às propriedades da alheta *louvered*

**Tabela A.1:** Resultados para diferentes escalas - *louvered*

Escola	$V_1(m/s)$	$\Delta P_1/L(Pa/m)$	$V_2$	$\Delta P_2/L$	$V_3$	$\Delta P_3/L$	$V_4$	$\Delta P_4/L$	$V_5$	$\Delta P_5/L$	$V_6$	$\Delta P_6/L$
0.25	27.02	9.49E+04	41.18	1.92E+05	52.83	2.90E+05	47.16	2.41E+05	3.51	3.14E+03	8.83	1.57E+04
0.5	30.03	9.51E+04	45.29	1.92E+05	57.40	2.92E+05	51.60	2.42E+05	3.56	3.14E+03	9.79	1.57E+04
0.8	31.75	9.53E+04	47.68	1.93E+05	60.20	2.93E+05	54.17	2.43E+05	3.30	3.14E+03	10.39	1.57E+04
1.2	33.20	9.55E+04	49.76	1.94E+05	62.88	2.96E+05	56.60	2.44E+05	3.73	3.14E+03	11.10	1.57E+04
1.5	33.97	9.56E+04	50.87	1.94E+05	64.18	2.97E+05	57.79	2.45E+05	3.82	3.14E+03	11.44	1.57E+04
2.25	34.98	9.58E+04	52.31	1.95E+05	66.02	3.00E+05	59.46	2.47E+05	3.94	3.14E+03	11.92	1.58E+04
3	35.50	9.60E+04	52.97	1.96E+05	66.67	3.01E+05	60.09	2.48E+05	4.12	3.15E+03	12.11	1.58E+04

**Tabela A.2:** Coeficientes de resistência para diferentes escalas - *louvered*

Escola	KI	KV
0.25	0.015132	1.3229E-08
0.5	0.016731	1.7897E-08
0.8	0.017835	2.0939E-08
1	0.017812	2.4562E-08
1.2	0.019099	2.2874E-08
1.5	0.019548	2.4843E-08
2.25	0.020266	2.7069E-08
3	0.020264	2.9975E-08

**Tabela A.3:** Condutividades nas 3 direcções para diferentes escalas - *louvered*

Escola	$\frac{q_x}{HW\Delta T(1-\chi)}$	$k_x$	$\frac{q_y}{LW\Delta T(1-\chi)}$	$k_y$	$\frac{q_z}{LH\Delta T(1-\chi)}$	$k_z$
0.2	2226.10	70.79	69941.98	100.72	8094.11	14.57
0.25	2124.36	67.55	66121.19	119.02	6475.29	11.66
0.5	1712.64	54.46	37341.30	134.43	3237.65	5.83
0.6	1601.32	50.92	31536.40	136.24	2698.04	4.86
0.75	1472.28	46.82	25537.44	137.90	2158.43	3.89
1	1324.33	42.11	17855.11	128.56	1618.82	2.91

**Tabela A.4:** Resultados de transmissão de calor para várias escalas - *louvered*

SC	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$
0.25	814.73	11115	85.12	0.681	995.17	16560	107.75	0.684	926.39	14608	99.35	0.683	718.96	8515	73.91	0.679
0.4	801.49	18817	133.12	0.680	1107.16	38766	189.09	0.682	874.21	21900	146.43	0.681	720.22	14562	118.10	0.679
0.5	576.02	9984	115.88	0.677	669.88	15697	136.94	0.679	712.83	18805	146.69	0.679	750.87	21611	155.45	0.680
0.6	578.90	12638	141.94	0.679	668.02	19501	165.27	0.679	708.43	23283	176.22	0.680	744.75	26704	186.27	0.680
0.75	564.72	14328	160.03	0.671	664.46	25770	208.82	0.681	702.95	30641	221.93	0.681	737.05	35003	233.64	0.682
0.9	537.14	17965	181.89	0.671	649.34	30574	250.93	0.683	674.95	33999	261.07	0.683	625.23	24488	228.31	0.678
1	504.83	20115	188.98	0.671	676.24	37810	286.88	0.682	709.04	45790	307.66	0.684	616.23	28128	252.30	0.679

**Tabela A.5:** Coeficientes  $a$  e  $b$  para diferentes escalas - *louvered*

Escola	$a$	$b$
0.25	0.5509	1.78
0.4	0.483	-0.3703
0.5	0.3937	-2.886
0.6	0.3754	-3.629
0.75	0.4562	-1.8
0.9	0.545	0.282
1	0.5528	0.4738

**Tabela A.6:** Coeficientes da equação de Fourier - *louvered*

Coefficientes	$a_0$	$a_1$	$a_2$	$b_1$	$b_2$	$w$
$a$	0.4649	-0.05368	0.009939	0.07278	-0.001799	9.044
$b$	-0.4978	1.8547	-0.8238	1.4267	-0.5368	5.9987

## A.2 Tabelas com valores obtidos e coeficientes das equações resultantes dos ajustes feitos às propriedades da alheta *offset*

**Tabela A.7:** Perda de carga e velocidade para diferentes escalas - *HPD*

Escola	$V_1$ (m/s)	$\Delta P_1/L$ (Pa/m)	$V_2$	$\Delta P_2/L$	$V_3$	$\Delta P_3/L$	$V_4$	$\Delta P_4/L$
0.25	0	0	0.1146	5.789E+4	0.0114	1.774E+3	0.0573	1.661E+4
0.5	0	0	0.0573	1.455E+4	0.0057	3.537E+2	0.0286	3.893E+3
0.8	0	0	0.0382	6.378E+3	0.0038	1.642E+2	0.0191	1.686E+3
1	0	0	0.0143	963.23	0.0028	103.01	0.0430	7.785E+3

**Tabela A.8:** Coeficientes de resistência para diferentes escalas - *HPD*

Escola	$K_i$	$K_v$
0.25	2.689E-04	5.723E-09
0.5	2.450E-04	1.437E-08
0.8	2.459E-04	2.067E-08
1	2.586E-04	2.471E-08

**Tabela A.9:** Perda de carga e velocidade para diferentes escalas - *LPD*

Escola	$V_1$ (m/s)	$\Delta P_1/L$ (Pa/m)	$V_2$	$\Delta P_2/L$	$V_3$	$\Delta P_3/L$	$V_4$	$\Delta P_4/L$	$V_5$	$\Delta P_5/L$
0.4	0	0	1.614E-02	357.14	3.958E-02	892.86	7.795E-02	1785.71	1.522E-01	3571.43
0.5	0	0	2.297E-02	357.14	5.589E-02	892.86	1.096E-01	1785.71	2.155E-01	3571.43
0.75	0	0	4.005E-02	357.14	9.404E-02	892.86	1.958E-01	1785.71	3.228E-01	3571.43
1	0	0	5.503E-02	357.14	1.289E-01	892.86	2.374E-01	1785.71	3.752E-01	3571.43

**Tabela A.10:** Coeficientes de resistência para diferentes escalas - *LPD*

sc	KI	KV
0.4	5.249E-02	4.017E-08
0.5	5.147E-02	5.716E-08
0.75	5.858E-02	9.967E-08
1	7.480E-02	1.369E-07

**Tabela A.11:** Condutividades nas 3 direcções para diferentes escalas - *offset*

Escola	$\frac{q_x}{HW\Delta T(1-\chi)}$	$k_x$	$\frac{q_y}{LW\Delta T(1-\chi)}$	$k_y$	$\frac{q_z}{LH\Delta T(1-\chi)}$	$k_z$
0.2	73974.07	443.84	92191.63	46.10	289113.93	404.76
0.25	57848.06	347.09	78705.59	49.19	226596.06	317.23
0.5	26153.19	156.92	45463.36	56.83	99493.29	139.29
0.6	20854.85	125.13	38872.13	58.31	77651.43	108.71
0.75	15766.38	94.60	31927.89	59.86	55761.59	78.07
1	10543.99	63.26	24532.55	61.33	34949.07	48.93

**Tabela A.12:** Resultados de transmissão de calor para várias escalas - *HPD*

SC	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{Dh}$	$Nu$	$Pr$
0.4	18691.39	256	167.86	3.67	14343.05	187	128.18	3.50	8178.66	88	72.34	3.16
0.5	16377.26	253	184.09	3.71	12896.97	185	144.31	3.55	6989.29	85	77.52	3.29
0.6	14846.96	250	200.55	3.77	11788.55	181	158.57	3.63	6135.99	82	81.92	3.45
0.75	13074.48	239	221.70	3.96	10377.25	173	175.18	3.81	5240.91	78	87.81	3.64
0.9	11606.08	225	237.51	4.23	8824.16	166	179.53	4.01	4690.12	75	94.59	3.80
0.95	11041.25	222	238.77	4.29	8407.60	163	180.76	4.07	4564.35	73	97.30	3.89
1	10577.90	221	240.91	4.33	8014.82	161	181.57	4.13	4437.62	72	99.72	4.00

**Tabela A.13:** Coeficientes  $a$  e  $b$  para diferentes escalas - *HPD*

Escala	a	b
0.4	0.6009	1.375
0.5	0.6568	1.21
0.6	0.7085	1.056
0.75	0.7451	0.9698
0.9	0.7348	1.034
0.95	0.7136	1.113
1	0.7093	1.131

**Tabela A.14:** Coeficientes da equação de Fourier - *HPD*

Coeficientes	a	b
<b>a0</b>	69.2309	$-5.0990 \times 10^6$
<b>a1</b>	-79.7119	$6.7924 \times 10^6$
<b>a2</b>	11.4482	$-1.6934 \times 10^6$
<b>b1</b>	-47.5909	$-0.3089 \times 10^6$
<b>b2</b>	21.4888	$0.1543 \times 10^6$
<b>w</b>	0.7645	-0.06481

**Tabela A.15:** Resultados de transmissão de calor para várias escalas - *LPD*

SC	$h_t$	$Re_{D_h}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{D_h}$	$Nu$	$Pr$	$h_t$	$Re_{D_h}$	$Nu$	$Pr$
0.4	4118.05	633	38.24	6.02	3634.16	339	33.75	6.14	7225.32	6826	67.10	6.00
0.5	3092.96	311	35.90	6.13	3430.02	573	39.82	6.07	8172.76	3806	94.87	6.00
0.75	2891.20	751	50.34	6.02	4346.79	2035	75.69	6.01	9417.27	3649	163.97	5.99
1	3431.03	1270	79.65	6.00	4897.75	2035	113.70	6.00	9790.73	5510	227.30	5.99

**Tabela A.16:** Coeficientes  $a$  e  $b$  para diferentes escalas - *LPD*

Escala	a	b
0.4	0.2378	1.175
0.5	0.4242	0.5871
0.75	0.94	-1.477
1	0.6653	-0.1751

**Tabela A.17:** Coeficientes da equação de Fourier - *LPD*

Coeficientes	a0	a1	b1	w
<b>a</b>	0.5740	0.2406	0.3012	1.7753
<b>b</b>	-0.1567	-1.2447	0.5924	7.3965

## Apêndice B

# Segundo Anexo

### B.1 Malhas usadas durante o estudo 3D do intercooler completo

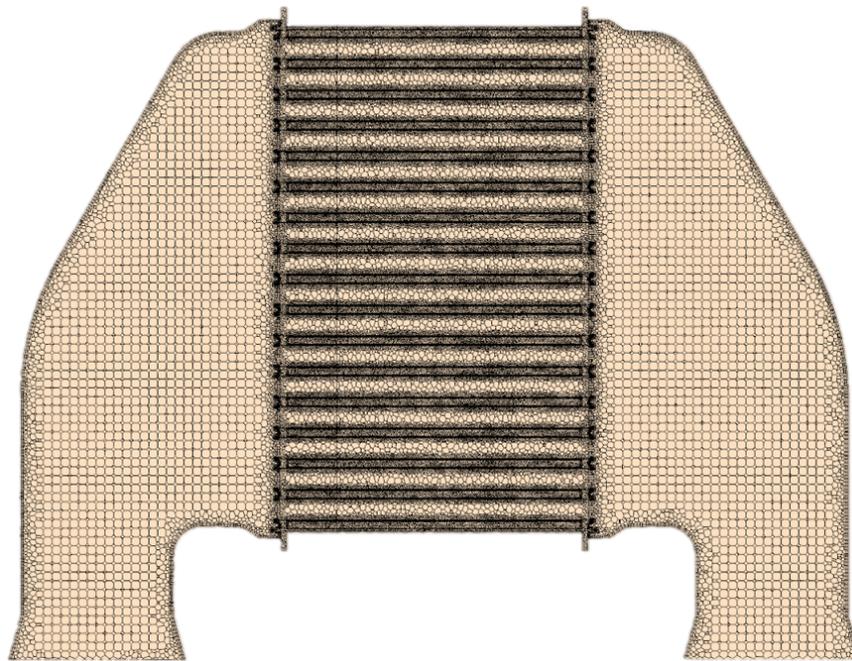
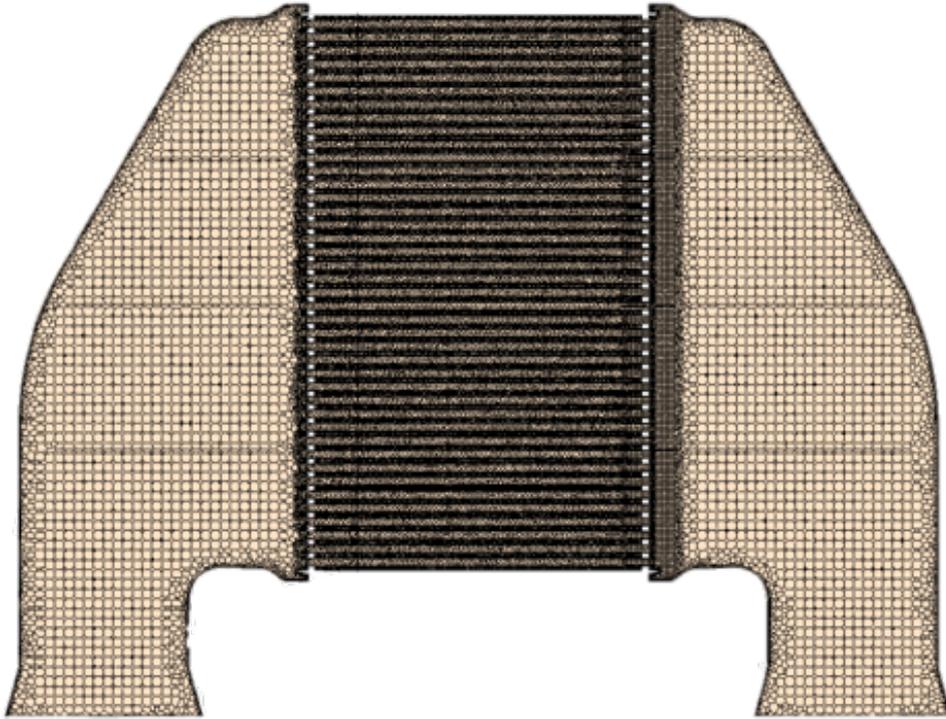
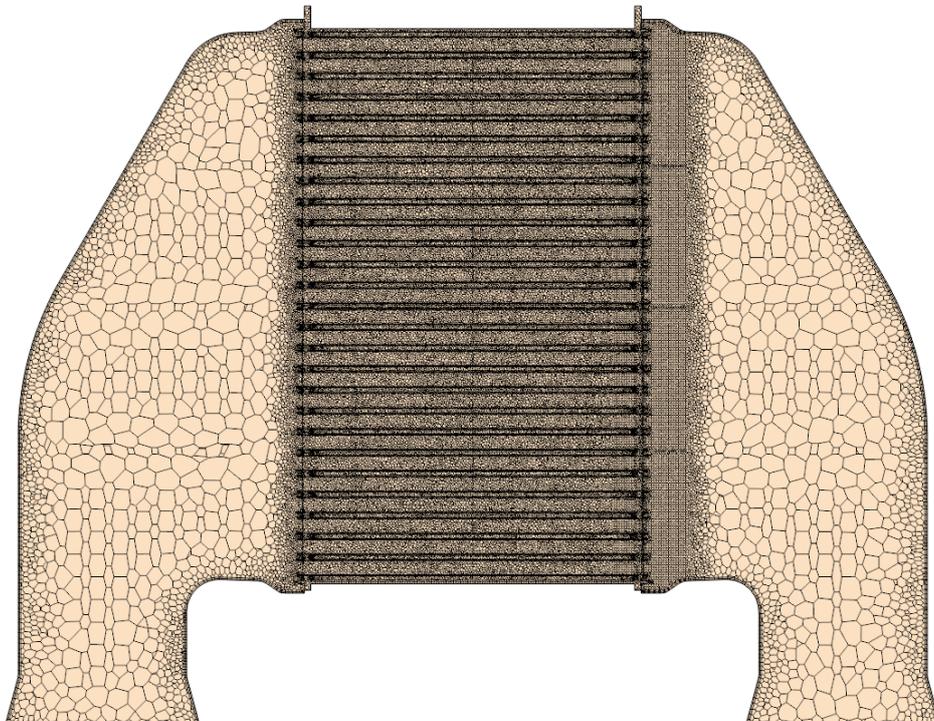


Figura B.1: Malha usada para a geometria - *Highland*



**Figura B.2:** Malha usada na geometria - *Tetraspis*.



**Figura B.3:** Malha usada para a geometria - *Nilo*.



## **Análise aerotermodinâmica de um intercooler**

**Guilherme Gomes dos Santos**