



**UNIVERSIDADE DE ÉVORA**  
**DEPARTAMENTO DE FÍSICA**

**MODELAÇÃO E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO  
DE PERMUTADORES DE CALOR**

**Alfredo Manuel Nobre Marques**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

**Dissertação para obtenção do  
Grau de Doutor em Engenharia Mecânica**

**Orientadora:** Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico

**Co-Orientador:** Doutor Mário Nery Rodrigues Nina

**Novembro de 2009**



**UNIVERSIDADE DE ÉVORA**  
**DEPARTAMENTO DE FÍSICA**

**MODELAÇÃO E AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO  
DE PERMUTADORES DE CALOR**

**Alfredo Manuel Nobre Marques**  
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

**Dissertação para obtenção do  
Grau de Doutor em Engenharia Mecânica**

**Orientadora:** Doutora Isabel Maria Pereira Bastos Malico

**Co-Orientador:** Doutor Mário Nery Rodrigues Nina



486 167

**Novembro de 2009**

## RESUMO

O estudo de permutadores de calor baseado em modelos é um tipo de abordagem que, nas últimas décadas, tem merecido particular atenção, tanto pelos investigadores como em desenvolvimento de aplicações práticas, já que estes equipamentos são equipamentos imprescindíveis no funcionamento da generalidade das indústrias, sistemas de energia (centrais termoeléctricas, refinarias, etc.), sistemas de climatização e sistemas de propulsão terrestre, aeronáutica e marítima.

Em instalações de máquinas marítimas, os permutadores de calor são determinantes para o bom funcionamento do navio, pois são utilizados tanto na instalação propulsora como em vários sistemas auxiliares. Nos últimos anos, por motivos de eficiência e de espaço ocupado, tem-se assistido à substituição de permutadores de calor do tipo corpo cilíndrico e feixe tubular por permutadores de calor de placas.

O presente trabalho centrou-se no estudo de permutadores de calor de placas, tendo como objectivo fundamental contribuir para o desenvolvimento do estado da arte neste domínio do conhecimento, através do ensaio e modelação de permutadores de calor de placas com corrugações do tipo “chevron”. Desenvolveu-se em quatro fases.

A primeira fase consistiu na obtenção de valores experimentais relativos a um permutador de calor de placas e a um permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular, integrados numa bancada de ensaio de permutadores de calor, existente nos laboratórios da ENIDH (Escola Superior Náutica Infante D. Henrique). Para idênticas condições de funcionamento compararam-se valores experimentais, tendo-se assim verificado as razões que motivaram a substituição anteriormente referida. Ainda nesta fase efectuou-se a análise da incerteza experimental, bem como a avaliação das grandezas que mais contribuem para essa incerteza.

A segunda fase consistiu na modelação analítica do permutador de calor de placas, através da utilização de correlações existentes na bibliografia. Uma vez que os resultados obtidos não foram satisfatórios, estabeleceram-se novas correlações através das quais se desenvolveu um modelo cujos resultados mostraram uma boa concordância com os resultados experimentais. Para condições próximas da potência máxima, foi determinada a sensibilidade do modelo desenvolvido relativamente a variações possíveis de se verificar em instalações de máquinas marítimas.

A terceira fase consistiu na simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas, utilizando um código comercial CFD, através da qual se analisou a influência das corrugações, das condições de fronteira e dos topos das placas no comportamento do permutador de calor de placas. Apesar de serem de aplicação trabalhosa e de processamento lento, as simulações numéricas conduziram a resultados satisfatórios, do ponto de vista de engenharia, e abrem caminho para a modelação de outras geometrias de permutadores de calor.

A quarta fase consistiu na análise do comportamento do permutador de calor de placas quando os fluidos envolvidos fossem, para além da água doce, a água do mar e o óleo lubrificante (típicos de instalações de máquinas marítimas). Esta análise foi efectuada através do modelo analítico, baseado nas novas correlações desenvolvidas.



## **ABSTRACT**

### **Experimental Study and Simulation of Plate Heat Exchangers**

The study of heat exchangers based on models is an approach that has received major attention in the last decades, both in research and in the development of applications for industrial equipments. The use of heat exchangers is universal in power stations, refineries, air-conditioning systems and propulsion systems (land, aeronautical and maritime).

In marine power plants, heat exchangers are essential for the correct operation of the ship, considering they are used in main propulsion machinery and in auxiliary systems. During the last years, for reasons of efficiency and occupied space, conventional shell and tube heat exchangers have been replaced by more efficient and compact plate heat exchangers.

This work is focused on the study of plate heat exchangers, being the key objective to contribute to the development of the state of the art in this field through testing and modeling of plate heat exchanger with corrugate plate type “chevron”. The present work has been developed in four phases:

The first phase consisted in obtaining experimental data of plate and shell and tube heat exchangers from a heat exchanger training bench existing at ENIDH (Escola Superior Náutica Infante D. Henrique). For identical operating conditions, experimental data has been analyzed and compared and reason that motivated the replacement of the heat exchangers has been confirmed. Also, in this working phase, experimental uncertainty and evaluation of the quantities that most contribute for this uncertainty have been analyzed.

The second phase consisted in the analytical modeling of the same plate heat exchangers, through the use of correlations available in the literature. Since the results obtained were not satisfactory, new correlations were developed, which resulted in a new model that showed a good agreement with experimental data. For conditions close to the maximum power, the sensitivity of the developed model was evaluated considering possible changes in the operating conditions of real marine propulsion plants.

The third phase consisted three-dimensional numerical simulation of same plate heat exchangers, using a commercial computer fluid dynamics (CFD) application. The influence of plate configuration, boundary conditions and plate tops on the behavior of plate heat exchangers has been analyzed. Despite being laborious and a computationally heavy numerical simulations led to satisfactory result, from an engineering point of view, and open new possibilities for the simulation of heat exchangers with other geometrical configurations.

The fourth phase consisted in the analysis of the heat exchanger performance when different fluids like fresh water, sea water and lubricating oil, typical of marine power plants. This analysis was carried out using the model based on new correlations developed in the phase two, mentioned above.



## **PALAVRAS-CHAVE**

- 1) Permutadores de calor de placas tipo “chevron”
- 2) Simulação numérica de permutadores de calor de placas
- 3) Transferência de calor
- 4) Escoamentos turbulentos
- 5) Mecânica dos fluidos computacional
- 6) Desempenho térmico
- 7) Perda de carga
- 8) Incerteza

## **KEYWORDS**

- 1) Chevron-type plate heat exchangers
- 2) Numerical simulation of plate heat exchangers
- 3) Heat transfer
- 4) Turbulent flows
- 5) Computational fluid dynamics
- 6) Thermal performance
- 7) Pressure drop
- 8) Uncertainty





## **AGRADECIMENTOS**

A realização de uma tese só é possível devido ao empenho de um grupo de pessoas e instituições, às quais estou sinceramente agradecido.

Quando se toma a decisão de desenvolver um trabalho de investigação, raramente se pode ter a pretensão de seguir uma linha de rumo inalterável. Este trabalho encontrou, naturalmente, ao longo do seu desenvolvimento diversas dificuldades, algumas das quais pareciam de todo intransponíveis. Mas a persistência, o apoio sempre atento e crítico dos professores orientadores e a constante pesquisa bibliográfica, permitiram gradualmente ultrapassar esses obstáculos, conseguindo-se, nalguns casos, ir um pouco mais longe do que à partida se perspectivou ser possível.

Ao dar por concluído este trabalho, desejo expressar os meus agradecimentos a todos quantos contribuíram com a sua ajuda e estímulo na concretização deste objectivo. Algumas dessas pessoas merecem uma especial menção.

Primeiro, quero agradecer ao Prof. Doutor Mário Nina e à Prof.<sup>a</sup> Doutora Isabel Malico, meus orientadores, não só pelo seu apoio como por me terem guiado ao longo deste trabalho na direcção mais correcta e, principalmente, pela motivação e disponibilidade sempre presentes.

Quero também agradecer aos Professores Doutores Jorge Trindade e Luís Baptista pelo seu espírito de colaboração, incentivo e oportunas sugestões.

Os meus agradecimentos ao Departamento de Engenharia Marítima da Escola Superior Náutica Infante D. Henrique, pelos meios laboratoriais que colocou ao meu dispor e à Universidade de Évora pelo acolhimento e facilidades concedidas.

Por último dedico este trabalho à minha família por toda a compreensão, carinho e apoio demonstrados durante as suas várias fases da realização, sobretudo nos momentos mais difíceis.

Obrigado a todos os que referi e aos que certamente me esqueci...

Alfredo Manuel Nobre Marques



# ÍNDICE

<b>Resumo</b> .....	i
<b>Abstract</b> .....	iii
<b>Palavras-Chave</b> .....	v
<b>Agradecimentos</b> .....	vii
<b>Índice</b> .....	ix
<b>Simbologia</b> .....	xiii
<b>Lista de Figuras</b> .....	xxi
<b>Lista de Tabelas</b> .....	xxxvii
<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1. Enquadramento .....	1
1.2. Revisão bibliográfica .....	8
1.3. Motivação e objectivos .....	28
1.4. Contribuições da dissertação.....	30
1.5. Organização da dissertação.....	31
<b>2. Modelação de permutadores de calor</b> .....	<b>33</b>
2.1. Estrutura global dos modelos analíticos desenvolvidos.....	33
2.2. Relações constitutivas e de interligação dos modelos analíticos desenvolvidos ...	35
2.3. Propriedades físicas dos fluidos.....	38
2.4. Modelo conceptual do permutador de calor de placas.....	40
2.5. Modelo analítico S do permutador de calor de placas .....	44
2.5.1. Modelo analítico S de transmissão de calor entre os dois fluidos.....	45
2.5.2. Modelo analítico S de perda de carga dos fluidos quente e frio .....	48
2.6. Modelo analítico $S_m$ do permutador de calor de placas .....	51
2.7. Simulações numéricas.....	53
2.7.1. Domínio de cálculo e condições de fronteira adoptadas.....	59
2.7.2. Influência do domínio de cálculo e das condições de fronteira .....	62
2.8. Critérios de validação dos modelos .....	65

<b>3. Resultados experimentais</b> .....	<b>67</b>
3.1. Descrição geral da instalação experimental .....	67
3.2. Características dos permutadores de calor ensaiados.....	68
3.2.1. Permutador de calor de placas .....	68
3.2.2. Permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular .....	71
3.3. Instrumentação .....	75
3.4. Resultados experimentais.....	77
3.4.1. Permutador de calor de placas .....	78
3.4.2. Permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular .....	85
3.4.3. Comparação entre os permutadores de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular .....	89
3.5. Análise da incerteza experimental do permutador de calor de placas .....	92
3.5.1. Estimativa da incerteza .....	92
3.5.2. Incerteza experimental do permutador de calor de placas .....	95
3.6. Conclusões .....	100
<b>4. Resultados dos modelos analíticos do permutador de calor de placas</b> .....	<b>103</b>
4.1. Resultados do modelo analítico S .....	103
4.2. Resultados do modelo analítico $S_m$ .....	112
4.3. Sensibilidade do modelo analítico $S_m$ .....	126
4.4. Conclusões .....	129
<b>5. Resultados das simulações numéricas do permutador de calor de placas</b> ....	<b>131</b>
5.1. Placas corrugadas e condições de fronteira periódicas .....	131
5.2. Influência das corrugações.....	143
5.3. Influência das condições de fronteira.....	152
5.4. Influência conjunta das corrugações e das condições de fronteira .....	156
5.5. Influência dos topos das placas .....	161
5.6. Conclusões .....	165
<b>6. Funcionamento com outros fluidos</b> .....	<b>167</b>
6.1. Funcionamento com água do mar/água doce.....	168
6.2. Funcionamento com água doce/óleo lubrificante .....	173
6.3. Conclusões .....	177

<b>7. Conclusões e trabalho futuro .....</b>	<b>179</b>
7.1. Conclusões finais .....	179
7.2. Sugestões para trabalho futuro .....	184
<b>Referências .....</b>	<b>185</b>
Anexo A: Resultados experimentais do permutador de calor de placas.....	195
Anexo B: Resultados experimentais do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. ....	197
Anexo C: Incerteza experimental do permutador de calor de placas. ....	199
Anexo D: Resultados obtidos através do modelo S do permutador de calor de placas.....	201
Anexo E: Resultados obtidos através do modelo Sm do permutador de calor de placas.....	203
Anexo F: Sensibilidade do modelo Sm do permutador de calor de placas.....	205
Anexo G: Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas.....	207
Anexo H: Resultados obtidos através do modelo Sm do permutador de calor de placas funcionando com água doce/água doce, água do mar/água doce e água doce/óleo lubrificante.....	211
Anexo I: Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas funcionando com água doce/água doce e água do mar/água doce. ....	213



# SIMBOLOGIA

## Caracteres Romanos

$A_{ch}$	Secção de escoamento por canal
$A_p$	Área de transferência (permuta) de calor
$A_{scc}$	Secção de escoamento do fluido exterior, em correntes cruzadas, na zona central do tubular, entre duas chicanas consecutivas do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$A_t$	Secção de escoamento no interior de um tubo do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$b$	Espessura média de um canal do permutador de placas
$bp_f$	“by-pass” de fluido frio no interior do permutador de calor de placas
$bp_q$	“by-pass” de fluido quente no interior do permutador de calor de placas
$C_h$	Coefficiente numérico do número de Nusselt
$C_f$	Capacidade calorífica do fluido frio
$C_q$	Capacidade calorífica do fluido quente
$CR_{MI}I_G$	Contribuição relativa da incerteza de uma variável de entrada na incerteza de uma variável de saída
$c$	Calor específico
$c_{fe}$	Calor específico do fluido frio calculado à temperatura de entrada no permutador de calor
$c_{fs}$	Calor específico do fluido frio calculado à temperatura de saída do permutador de calor
$c_{fsp}$	Calor específico do fluido frio calculado à temperatura de saída do processo de transferência de calor
$c_{mf}$	Calor específico do fluido frio calculado à temperatura média do fluido frio
$c_{mq}$	Calor específico do fluido quente calculado à temperatura média do fluido quente
$c_{qe}$	Calor específico do fluido quente calculado à temperatura de entrada no permutador de calor
$c_{qs}$	Calor específico do fluido quente calculado à temperatura de saída do permutador de calor

$c_{qsp}$	Calor específico do fluido quente calculado à temperatura de saída do processo de transferência de calor
$D_{ct}$	Diâmetro da circunferência que passa pelo eixo dos tubos exteriores do feixe tubular
$D_i$	Diâmetro interior do corpo do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular
$D_{ot}$	Diâmetro da circunferência tangente exterior aos tubos do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular
$d_c$	Diâmetro dos orifícios de entrada e de saída nos canais do permutador de placas
$d_e$	Diâmetro exterior dos tubos do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$d_{hch}$	Diâmetro hidráulico ou diâmetro equivalente de um canal do permutador de calor de placas
$d_i$	Diâmetro interior dos tubos do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$d_{ic}$	Diâmetro interior das caixas anterior e posterior do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$d_{io}$	Diâmetro interior dos orifícios de entrada e saída no permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$e_t$	Espessura dos tubos do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$F$	Factor de correcção da diferença média logarítmica de temperaturas
$f_{ch}$	Factor de atrito no interior dos canais do permutador de calor de placas
$f_{fch}$	Factor de atrito no interior de um canal de fluido frio do permutador de calor de placas
$f_{qch}$	Factor de atrito no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas
$h_f$	Coefficiente de convecção do fluido frio
$h_q$	Coefficiente de convecção do fluido quente
$I_G$	Incerteza absoluta de primeira ordem da grandeza G
$I_{Gr}$	Incerteza relativa da grandeza G
$I_{MI}$	Incertezas de cada uma das medidas efectuadas
$IT_{fe}$	Incerteza absoluta da temperatura de entrada do fluido frio



$IT_{fep}$	Incerteza absoluta na calibração do termómetro de entrada do fluido frio
$IT_{fem}$	Incerteza absoluta na temperatura de entrada do fluido frio medida
$IT_{fer}$	Incerteza relativa na temperatura de entrada do fluido frio
$IT_{qe}$	Incerteza absoluta da temperatura de entrada do fluido quente
$IT_{qep}$	Incerteza absoluta na calibração do termómetro de entrada do fluido quente
$IT_{qem}$	Incerteza absoluta na temperatura de entrada do fluido quente medida
$IT_{qer}$	Incerteza relativa na temperatura de entrada do fluido quente
$I\dot{V}_f$	Incerteza absoluta do caudal volumétrico de fluido frio
$I\dot{V}_{fm}$	Incerteza absoluta do caudal volumétrico de fluido frio medido
$I\dot{V}_{fp}$	Incerteza absoluta na calibração do medidor de caudal volumétrico de fluido frio
$I\dot{V}_{fr}$	Incerteza relativa do caudal volumétrico de fluido frio
$I\dot{V}_q$	Incerteza absoluta do caudal volumétrico de fluido quente
$I\dot{V}_{qm}$	Incerteza absoluta do caudal volumétrico de fluido quente medido
$I\dot{V}_{qp}$	Incerteza absoluta na calibração do medidor de caudal volumétrico de fluido quente
$I\dot{V}_{qr}$	Incerteza relativa do caudal volumétrico de fluido quente
$k_a$	Condutividade térmica do material de que são feitas as placas
$k$	Energia cinética turbulenta
$K_{ch}$	Coefficiente numérico do factor de atrito no interior dos canais
$L$	Comprimento característico do permutador de calor
$L_{bb}$	Distância entre o corpo e o feixe tubular
$L_{bc}$	Distância entre chicanas na região central do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{bch}$	Altura das janelas das chicanas do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{bi}$	Distância da primeira chicana ao espelho anterior do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{bo}$	Distância da última chicana ao espelho posterior do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{ch}$	Comprimento característico de cada canal do permutador de placas
$L_{dc}$	Comprimento de tubo correspondente ao diâmetro $d_c$

$L_d$	Comprimento de tubo correspondente ao diâmetro $d$
$L_{ep}$	Comprimento efectivo de cada placa do permutador de calor
$L_p$	Comprimento de cada placa do permutador de calor
$L_{sb}$	Folga diametral média entre o corpo e as chicanas do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_t$	Comprimento de cada tubo do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{tb}$	Folga diametral média entre os tubos e a chicana do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{tp}$	Passo do feixe tubular do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$L_{tpef}$	Passo efetivo do feixe tubular do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
LMTD	Diferença média logarítmica de temperaturas
$m$	Factor de aumento de comprimento
$\dot{m}$	Caudal mássico de fluido
$N_b$	Número de chicanas do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular
$n_p$	Número de placas que transferem calor do permutador de placas
$N_{ps}$	Número de passagens do fluido exterior (fluido quente) do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_{pt}$	Número de passagens do fluido interior (fluido frio) do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_t$	Número de tubos que transferem calor do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_{tcc}$	Número de linhas de tubos entre duas chicanas consecutivas com escoamento em correntes cruzadas do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_{tcw}$	Filas de tubos atravessados pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_{tt}$	Número total de tubos do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular
$nc_f$	Número de canais percorridos pelo fluido frio no interior do permutador de calor de placas

$nc_q$	Número de canais percorridos pelo fluido quente no interior do permutador de calor de placas
$N_{twtc}$	Número de tubos atravessados pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana (transmissão de calor) do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
$N_{twpc}$	Número de tubos atravessados pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana (perda de carga) do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular
NTU	Número de unidades de transferência de calor (“number of transfer units”)
NTU*	Razão entre os NTU dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular
Nu	Número de Nusselt
$Nu_f$	Número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas
$Nu_q$	Número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas
$Nu^*$	Razão entre o número de Nusselt e o número de Prandtl elevado ao expoente 0,333
$p$	Passo das corrugações de cada placa do permutador de calor de placas
$P_{ch}$	Perímetro molhado de um canal do permutador de calor de placas
$Pr_{ch}$	Número de Prandtl no interior dos canais do permutador de calor de placas
$Pr_t$	Número de Prandtl turbulento
$\dot{Q}$	Potência térmica do permutador de calor
$\dot{Q}^*$	Razão entre as potências térmicas dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular
$\dot{Q}_\infty$	Potência térmica considerando o permutador de calor com uma área de transferência de calor infinita
$r$	Relação entre as capacidades caloríficas mínima e máxima dos fluidos
$Re_{ch}$	Número de Reynolds no interior de um canal do permutador de calor de placas
$Re_{fch}$	Número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio do permutador de calor de placas
$Re_f$	Número de Reynolds do fluido frio

$Re_q$	Número de Reynolds do fluido quente
$Re_{qch}$	Número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas
$T$	temperatura
$t$	Espessura de cada placa do permutador de calor
$T_{fe}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor
$T_{fem}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor medida
$T_{fs}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor
$T_{fsm}$	Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor medida
$T_{fsp}$	Temperatura do fluido frio à saída do processo de transmissão de calor
$T_{qe}$	Temperatura do fluido quente à entrada do permutador de calor
$T_{qem}$	Temperatura do fluido quente à entrada do permutador de calor medida
$T_{qs}$	Temperatura do fluido quente à saída do permutador de calor
$T_{qsm}$	Temperatura do fluido quente à saída do permutador de calor medida
$T_{qsp}$	Temperatura do fluido quente à saída do processo de transmissão de calor
$U$	Coefficiente global de transmissão de calor
$u, v, w$	Componentes das velocidades segundo as direcções $x$ , $y$ e $z$ , respectivamente
$u', v', w'$	Flutuações das componentes das velocidades segundo as direcções $x$ , $y$ e $z$ , respectivamente
$\dot{V}_{ch}$	Caudal volumétrico por canal do permutador de calor de placas
$\dot{V}_f$	Caudal volumétrico de fluido frio
$\dot{V}_{fm}$	Caudal volumétrico de fluido frio medido
$\dot{V}_{fch}$	Caudal volumétrico de fluido frio por canal do permutador de calor de placas
$\dot{V}_q$	Caudal volumétrico de fluido quente
$\dot{V}_{qm}$	Caudal volumétrico de fluido quente medido
$\dot{V}_{qch}$	Caudal volumétrico de fluido quente por canal do permutador de calor de placas
$w$	Largura efectiva de cada placa do permutador de calor de placas
$x, y, z$	Coordenadas
$y_q$	Expoente do número de Reynolds na correlação do número de Nusselt
$z$	Expoente do número de Reynolds na correlação do factor de atrito

## Caracteres Gregos

$\beta$	Ângulo das corrugações do permutador de calor de placas
$\varepsilon$	Dissipação de $k$
$\varepsilon_{pc}$	Eficiência do permutador de calor
$\varepsilon_{pc}^*$	Razão entre as eficiências dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular
$\Delta p$	Perda de carga
$\Delta p_f$	Perda de carga do fluido frio
$\Delta p_f^*$	Razão entre as perdas de carga do fluido frio dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular
$\Delta p_q$	Perda de carga do fluido quente
$\Delta p_q^*$	Razão entre as perdas de carga dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular
$\Delta T$	Diferença de temperaturas
$\Delta T_m$	Diferença média de temperaturas entre os dois fluidos
$\Delta T_{max}$	Maior diferença entre as temperaturas terminais dos fluidos
$\Delta T_{min}$	Menor diferença entre as temperaturas terminais dos fluidos
$\rho$	Massa específica do fluido
$\rho_{fs}$	Massa específica do fluido frio calculado à temperatura do fluido frio à saída do permutador
$\rho_{fsp}$	Massa específica do fluido frio calculado à temperatura do fluido frio à saída do processo de transferência de calor
$\rho_{mf}$	Massa específica do fluido frio calculado à temperatura média do fluido frio
$\rho_{mq}$	Massa específica do fluido quente calculado à temperatura média do fluido quente
$\rho_{qs}$	Massa específica do fluido quente calculado à temperatura do fluido quente à saída do permutador
$\rho_{qsp}$	Massa específica do fluido quente calculado à temperatura do fluido quente à saída do processo de transferência de calor
$\mu$	Coefficiente de viscosidade dinâmica
$\mu_t$	Coefficiente de viscosidade dinâmica turbulenta



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Exemplo da utilização de permutadores de calor no arrefecimento do ar de lavagem de um motor Diesel de uma instalação de máquinas marítimas (fonte: MAN B&W, 1986). ....	1
Figura 1.2	Exemplo do arranjo geral de um permutador de placas.....	2
Figura 1.3	Exemplo de placas com corrugações do tipo “intermating”.....	3
Figura 1.4	Exemplo de placas com corrugações do tipo “chevron”. ....	4
Figura 1.5	Configuração em Z do escoamento dos fluidos num permutador de calor de placas.....	5
Figura 1.6	Configuração em U do escoamento dos fluidos num permutador de calor de placas.....	5
Figura 2.1	Representação esquemática do permutador de calor de placas. ....	41
Figura 2.2	Representação conceptual do permutador de calor de placas.....	42
Figura 2.3	Fluxograma do programa para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de transmissão de calor entre os dois fluidos do permutador de calor de placas.....	46
Figura 2.4	Fluxograma do programa para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas.....	49
Figura 2.5	Aspecto da malha adoptada nas simulações numéricas tridimensionais efectuadas, segundo um plano $[x, y]$ . ....	60
Figura 2.6	Esquema do domínio computacional relativo ao permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente e dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, segundo um plano $[y, z]$ . ....	61
Figura 2.7	Esquema do domínio computacional relativo ao permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente e dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, segundo um plano, segundo um plano $[y, z]$ . ....	63
Figura 2.8	Esquema do domínio computacional relativo permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente e um canal de	

	fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas, segundo um plano $[y, z]$ . ....	63
Figura 2.9	Esquema do domínio computacional relativo permutador de calor de placas planas, um canal de fluido quente e um canal de fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas, segundo um plano $[y, z]$ . ....	64
Figura 3.1	Representação esquemática do permutador de calor de placas. ....	68
Figura 3.2	Esquema de uma placa do permutador de calor de placas. ....	70
Figura 3.3	Representação esquemática do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. ....	72
Figura 3.4	Variação de LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais). ....	80
Figura 3.5	Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais). ....	80
Figura 3.6	Variação do NTU do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais). ....	81
Figura 3.7	Variação da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais). ....	81
Figura 3.8	Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal (valores experimentais). ....	82
Figura 3.9	Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal (valores experimentais). ....	82



Figura 3.10	Varição da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal (valores experimentais). .....	82
Figura 3.11	Varição da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal (valores experimentais). .....	82
Figura 3.12	Varição do LMTD do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds com o número de Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais). .....	86
Figura 3.13	Varição da potência térmica do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais). .....	86
Figura 3.14	Varição do NTU do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais). .....	87
Figura 3.15	Varição da eficiência do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais). .....	87
Figura 3.16	Varição da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número Reynolds do fluido quente (valores experimentais). .....	88
Figura 3.17	Varição da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido frio (valores experimentais). .....	88
Figura 3.18	Varição da razão entre as potências térmicas dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais). .....	89
Figura 3.19	Varição da razão entre os NTU dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal	

	volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).....	90
Figura 3.20	Varição da razão entre as eficiências dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).....	90
Figura 3.21	Varição da razão entre as perdas de carga do fluido quente dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).....	91
Figura 3.22	Varição da razão entre as perdas de carga do fluido frio dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido frio, para caudais volumétricos de fluido quente de 300 l/h, 400 l/h e 500 l/h (valores experimentais).....	91
Figura 3.23	Varição da incerteza relativa experimental do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal. ....	97
Figura 3.24	Varição da incerteza relativa experimental da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal. ....	97
Figura 3.25	Varição da incerteza relativa experimental do coeficiente global de transmissão de calor do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal. ....	98
Figura 3.26	Varição da incerteza relativa experimental da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal. ....	98
Figura 3.27	Varição da incerteza relativa experimental do factor de atrito do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal. ....	99
Figura 3.28	Varição da incerteza relativa experimental do factor de atrito do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal. ....	99

Figura 4.1	Varição do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.....	104
Figura 4.2	Varição da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 860, utilizando o modelo S. ....	104
Figura 4.3	Varição do NTU do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S. ....	104
Figura 4.4	Varição da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.....	105
Figura 4.5	Varição do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo S. ....	105
Figura 4.6	Varição do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo S. ....	106
Figura 4.7	Varição da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo S. ....	106
Figura 4.8	Varição da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo S.....	107
Figura 4.9	Varição percentual do LMTD do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	108

Figura 4.10	Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	108
Figura 4.11	Variação percentual do NTU do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	109
Figura 4.12	Variação percentual da eficiência do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	109
Figura 4.13	Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	110
Figura 4.14	Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	110
Figura 4.15	Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	111
Figura 4.16	Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75	

	l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	111
Figura 4.17	Variação de $Nu^*$ do permutador de calor de placas com o número de Reynolds por canal (valores experimentais). .....	113
Figura 4.18	Variação do factor de atrito por canal do permutador de placas com o número de Reynolds por canal (valores experimentais). .....	114
Figura 4.19	Variação do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm. ....	115
Figura 4.20	Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm. ....	116
Figura 4.21	Variação do NTU do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm. ....	116
Figura 4.22	Variação da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm. ....	117
Figura 4.23	Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo Sm. ....	117
Figura 4.24	Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo Sm. ....	117
Figura 4.25	Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo Sm. ....	118
Figura 4.26	Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo Sm. ....	118

Figura 4.27	Varição percentual do LMTD do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	119
Figura 4.28	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	120
Figura 4.29	Varição percentual do NTU do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	120
Figura 4.30	Varição percentual da eficiência do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	121
Figura 4.31	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	121
Figura 4.32	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	122
Figura 4.33	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal	

	de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	122
Figura 4.34	Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	123
Figura 4.35	Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com a razão entre os números de Reynolds, obtidos através do modelo Sm e os correspondentes valores experimentais.....	124
Figura 4.36	Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com a razão entre os números de Reynolds, obtidos através do modelo Sm e os correspondentes valores experimentais. ....	125
Figura 5.1	Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas). ....	132
Figura 5.2	Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).....	133
Figura 5.3	Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).....	133
Figura 5.4	Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).....	134
Figura 5.5	Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de	

	fluido frio obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).....	134
Figura 5.6	Distribuição de velocidades no interior dos canais do permutador de calor de placas segundo um plano [y; z] a meio da dimensão x (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 l/h e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.....	135
Figura 5.7	Perfil de temperaturas no interior dos canais do permutador de calor de placas segundo um plano [y; z] a meio da dimensão x (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.....	136
Figura 5.8	Perfil de temperaturas no interior de um canal do permutador de calor de placas segundo uma superfície coincidente com uma placa (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a)caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.....	137
Figura 5.9	Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.....	136
Figura 5.10	Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	139
Figura 5.11	Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D	



	(placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	139
Figura 5.12	Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	140
Figura 5.13	Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas) relativamente aos correspondentes valores experimentais. ....	140
Figura 5.14	Variação do número de Nusselt no interior dos canais do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico por canal obtidos experimentalmente, através dos modelos S e Sm e por simulação numérica 3D (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	142
Figura 5.15	Variação da perda e carga dos fluidos no interior dos canais do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico por canal obtidos experimentalmente, através dos modelos S e Sm e por simulação numérica 3D (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	142
Figura 5.16	Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	144
Figura 5.17	Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	145
Figura 5.18	Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior	

	de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	146
Figura 5.19	Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	146
Figura 5.20	Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).....	147
Figura 5.21	Representação do módulo da velocidade no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano [x, y] a meio da dimensão z (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente. ....	148
Figura 5.22	Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano [x, y] a meio da dimensão z (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.....	149
Figura 5.23	Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido frio do permutador de calor de placas segundo um plano [x, y] situado a meio da dimensão z (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente. ....	150
Figura 5.24	Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano [x, y] coincidente com uma das placas (placas planas, condições de fronteira	

	periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente. ....	151
Figura 5.25	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).....	153
Figura 5.26	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).....	153
Figura 5.27	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).....	154
Figura 5.28	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).....	155
Figura 5.29	Varição percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas). ....	155
Figura 5.30	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).....	157

Figura 5.31	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).....	158
Figura 5.32	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).....	159
Figura 5.33	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).....	159
Figura 5.34	Varição percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).....	160
Figura 5.35	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).....	162
Figura 5.36	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos). ....	163
Figura 5.37	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D	

	(placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos). .....	163
Figura 5.38	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos). .....	164
Figura 5.39	Varição percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos). .....	164
Figura 6.1	Esquema de um sistema de arrefecimento central utilizado em instalações de máquinas marítimas. ....	167
Figura 6.2	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	169
Figura 6.3	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	170
Figura 6.4	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	170
Figura 6.5	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	171

Figura 6.6	Varição percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.....	172
Figura 6.7	Varição percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.....	174
Figura 6.8	Varição percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	174
Figura 6.9	Varição percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.....	175
Figura 6.10	Varição percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce. ....	175
Figura 6.11	Varição percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.....	176

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Características do permutador de calor de placas. ....	69
Tabela 3.2	Características do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular (fluido interior). ....	72
Tabela 3.3	Características do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular (fluido exterior).....	73
Tabela A.1	Resultados experimentais do permutador de calor de placas.....	195
Tabela B.1	Resultados experimentais do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. ....	197
Tabela C.1	Incerteza experimental do permutador de calor de placas. ....	199
Tabela D.1	Resultados obtidos através do modelo S do permutador de calor de placas.....	201
Tabela E.1	Resultados obtidos através do modelo $S_m$ do permutador de calor de placas.....	203
Tabela F.1	Sensibilidade do modelo $S_m$ do permutador de calor de placas.....	205
Tabela G.1	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas.....	207
Tabela G.2	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas.....	208
Tabela G.3	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas. ....	208
Tabela G.4	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas. ....	209

Tabela G.5	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, sem topos.....	210
Tabela H.1	Resultados obtidos através do modelo $S_m$ do permutador de calor de placas, funcionando com água doce/água doce, água do mar/água doce e água doce/óleo lubrificante.....	211
Tabela I.1	Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas, funcionando com água doce/água doce e água do mar/água doce. ....	213



# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1. Enquadramento

Os permutadores de calor são equipamentos imprescindíveis para a generalidade das indústrias, sistemas de energia (centrais termoeléctricas, refinarias, etc.), sistemas de climatização e sistemas de propulsão terrestre, aeronáutica e marítima. No caso particular dos navios, assumem especial relevância no bom funcionamento de instalações de máquinas marítimas. São particularmente utilizados nos sistemas de arrefecimento das máquinas principais e dos grupos electrogéneos (motores diesel), nomeadamente nos circuitos de arrefecimento do ar de lavagem, da água de circulação das camisas e cabeças, do óleo lubrificante, etc. (e. g., Harrington, 1971; Ornberg, 1976; Upton, 1985; Man B&W, 1986), conforme se exemplifica na figura 1.1.

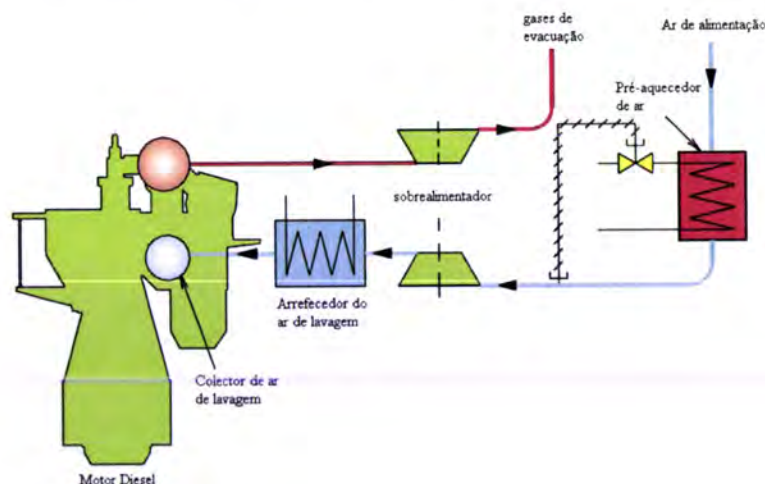


Fig. 1.1 – Exemplo da utilização de permutadores de calor no arrefecimento do ar de lavagem de um motor Diesel de uma instalação de máquinas marítimas (fonte: MAN B&W, 1986).

Em muitas aplicações, a escolha normalmente recaía em permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, relativamente aos quais existem códigos de construção bem definidos e uma larga experiência de funcionamento acumulada (Hewitt et al., 1994). Contudo, a necessidade de melhorar a eficiência térmica, reduzir o espaço ocupado e

minimizar os custos de investimento, teve como consequência a utilização de outros tipos de permutadores de calor, dos quais se destacam os permutadores de calor de placas (e. g., Usher, 1970; Raju e Chand, 1980; Kays e London, 1984; Shah e Focke, 1986; Reppich, 1999; Kanaris et al., 2006).

Os permutadores de calor de placas são formados por placas metálicas, aproximadamente retangulares, de parede fina, com corrugações, que vedam entre si através de juntas. Estas placas são montadas numa estrutura metálica, de forma que o escoamento dos fluidos se efectue através de canais de pequena espessura, e possuem orifícios, localizados nas extremidades das placas, através dos quais se dá a entrada e a saída dos fluidos, conforme se representa esquematicamente na figura 1.2.

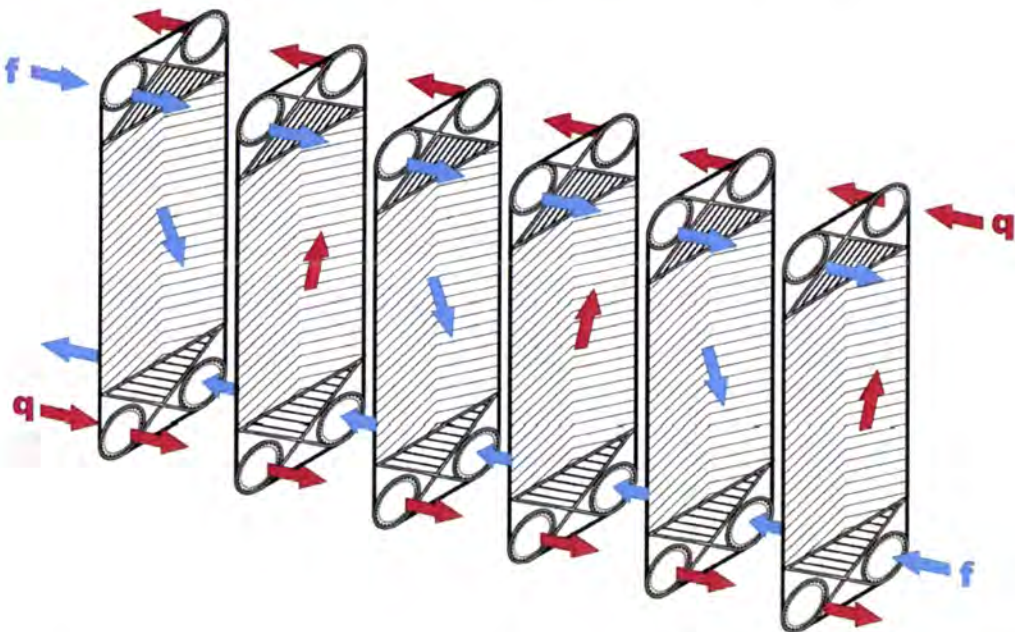


Fig. 1.2 – Exemplo do arranjo geral de um permutador de calor de placas.

Nos permutadores de calor de placas, os fluidos quente e frio escoam-se em canais alternados e a transmissão de calor dá-se através das placas metálicas, as quais, sendo de pequena espessura, apresentam resistências térmicas relativamente baixas. As corrugações, para além de proporcionarem uma maior rigidez mecânica, induzem a turbulência e aumentam a área de transferência de calor, ou seja, contribuem para uma maior transferência de calor.

Segundo Watson et al. (1960), Kakaç et al. (1981), Cooper e Usher (1983), Gupta (1986), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), existem, fundamentalmente os seguintes dois tipos de corrugações:

- “Intermating” ou “Washboard”;
- “Chevron” ou “Herringbone”.

As corrugações do tipo “Intermating” estão dispostas transversalmente em relação à direcção principal do escoamento, pelo que a turbulência é originada pela contínua mudança da direcção do escoamento (e.g., Cooper e Usher, 1983; Gupta, 1986; Saunders, 1988; Hewitt et al., 1994), conforme se representa esquematicamente na figura 1.3.

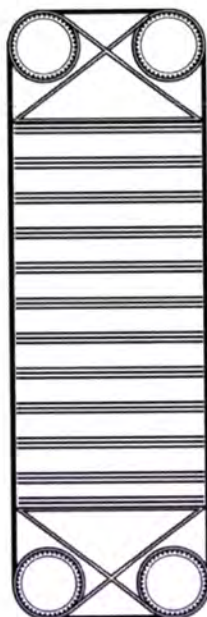


Fig. 1.3 – Exemplo de placas com corrugações do tipo “intermating”.

Relativamente à direcção principal do escoamento, as corrugações do tipo “Chevron” podem apresentar ângulos de inclinação, relativamente à horizontal, que variam desde valores inferiores a 30° até valores superiores a 65° e, numa mesma placa, existem vários grupos de corrugações paralelas (e.g., Cooper e Usher, 1983; Gupta, 1986; Saunders, 1988; Hewitt et al., 1994), conforme se esquematiza na figura 1.4.

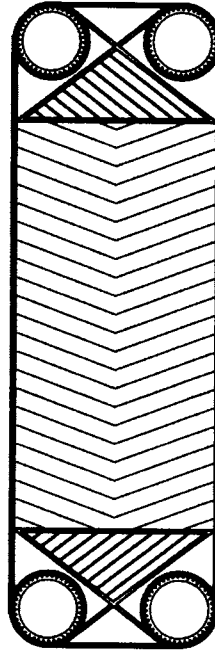


Fig. 1.4 – Exemplo de placas com corrugações do tipo “chevron”.

Num mesmo permutador de calor, as placas com corrugações do tipo “chevron”, podem possuir placas com corrugações com o mesmo ângulo de inclinação ou com ângulos de inclinação diferentes (e. g., Cooper e Usher, 1983; Saunders, 1988).

Relativamente às corrugações do tipo “intermating”, para uma mesma perda de carga, as corrugações do tipo “chevron” transferem maior quantidade de energia térmica, sendo por isso utilizadas pela maioria dos construtores de permutadores de calor de placas (Hewitt et al., 1994).

Os fluidos podem escoar-se em equi-corrente ou em contra-corrente e os escoamentos podem estar arranjados em Z ou em U (e.g., Gupta, 1986; Saunders, 1988; Hewitt et al., 1994).

No arranjo em Z, figura 1.5, os orifícios de entrada/saída estão dispostos de ambos os lados da estrutura metálica de suporte, o que significa que duas das condutas exteriores têm que ser desmontadas antes da abertura do permutador (e.g., Cooper e Usher, 1983; Gupta, 1986; Saunders, 1988; Hewitt et al., 1994).

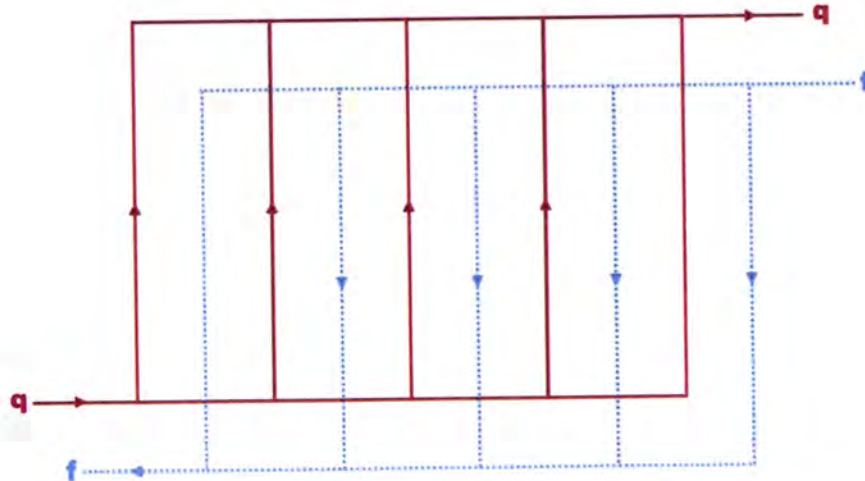


Fig. 1.5 – Configuração em Z do escoamento dos fluidos num permutador de calor de placas.

No arranjo em U, figura 1.6, todos os orifícios de entrada/saída estão dispostos de um dos lados da estrutura metálica de suporte, com a vantagem do permutador de calor poder ser aberto sem que haja necessidade de desmontar as condutas exteriores, pelo que é o tipo de arranjo preferido pelos construtores (e.g., Cooper e Usher, 1983; Gupta, 1986; Saunders, 1988; Hewitt et al., 1994).

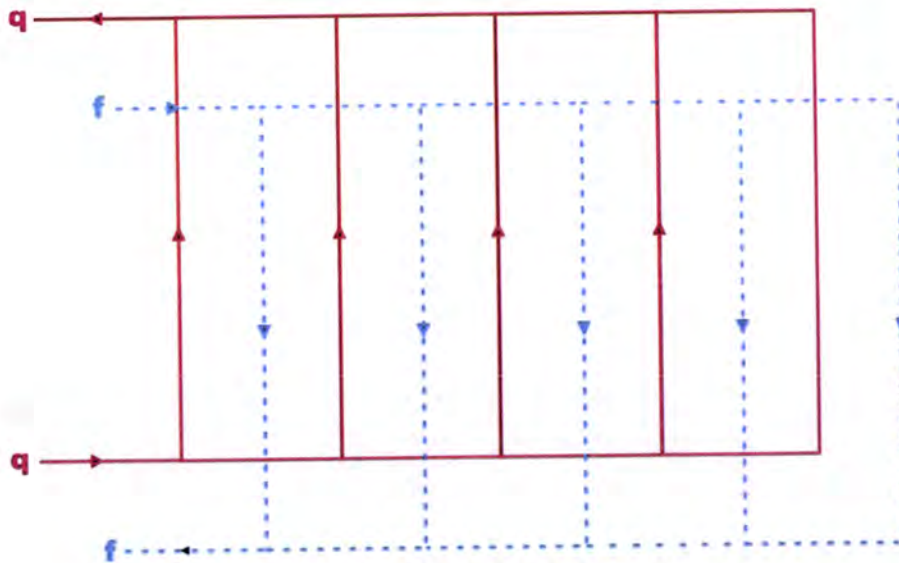


Fig. 1.6 – Configuração em U do escoamento dos fluidos num permutador de calor de placas.

Segundo Gupta (1986), Saunders (1988), Hewitt et al. (1994) e Ayub (2003), a selecção de permutadores de calor deve ter em atenção vários requisitos, dos quais se destacam:

- Especificações térmicas e hidráulicas;

- Compatibilidade entre fluidos e entre condições de funcionamento;
- Manutenção;
- Prazos de entrega;
- Materiais;
- Factores económicos.

Nos permutadores de calor de placas, assumem particular relevância aqueles cuja vedação entre placas é conseguida por intermédio de juntas de borracha (Reppich, 1999; Ayub, 2003). De acordo com Gupta (1986), Saunders (1988), Hewitt et al. (1994) e Reppich (1999), as principais vantagens destes permutadores de calor de placas são:

- Fácil substituição das placas, o que permite alterar a área de transferência de calor, podendo adaptar-se a uma grande gama de fluidos, sob diferentes condições de escoamento, pois a sua estrutura pode ser modificada para assim melhor responder aos requisitos de desempenho;
- Apresentam grandes superfícies de transferência de calor ocupando pequenos volumes. O aumento do calor transferido, associado aos estreitos canais por onde os fluidos se escoam e às corrugações das superfícies, originam coeficientes globais de transferência de calor que podem atingir valores cinco vezes maiores do que os permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular;
- Os elevados coeficientes de transmissão de calor, associados aos reduzidos diâmetros hidráulicos dos canais e às corrugações das placas, que intensificam a turbulência, originam que estes permutadores possam funcionar com pequenas diferenças de temperaturas;
- Fácil montagem e desmontagem, o que facilita as acções de limpeza e inspecção e diminui os custos de manutenção;
- Fácil substituição de juntas;
- Baixos custos de fabrico;
- Do ponto de vista comercial os permutadores de calor de placas apresentam a melhor relação preço-desempenho.

De acordo com Gupta (1986), Saunders (1988), Hewitt et al. (1994) e Reppich (1999), as principais limitações dos permutadores de calor de placas são:

- Temperaturas máximas da ordem de 260 °C;
- Pressões máximas da ordem de 25 bar;
- Tendência para fugas, nomeadamente para a atmosfera;
- O calor transferido e a perda de carga não podem variar de forma independente;
- Devido aos estreitos canais por onde se escoam os fluidos, apresentam perdas de carga significativas, o que faz aumentar os custos de funcionamento.

O sucesso dos permutadores de calor de placas é consequência das suas vantagens sobre os restantes tipos de permutadores de calor, nomeadamente os permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. Devido à existência de corrugações, o escoamento no interior dos canais é caracterizado por um alto grau de turbulência, mesmo a baixas velocidades e para número de Reynolds da ordem de 10, o que torna estes permutadores de calor aconselháveis para funcionarem com fluidos muito viscosos. A referida turbulência associada à pequena espessura dos canais e a baixos factores de sujamento, origina elevados coeficientes de transmissão de calor. No interior dos canais podem-se atingir números de Reynolds cerca de cinco vezes maiores que os verificados no interior de tubos circulares (Ribeiro, 2002).

Nos permutadores de calor de placas, a transição de escoamento laminar para escoamento turbulento ocorre, normalmente, para números de Reynolds compreendidos entre 10 e 100, sendo função do tipo de corrugações utilizadas nas placas (e.g., Cooper and Usher, 1983; Hewitt et al., 1994; Saunders, 1988; Reppich, 1999; Watson et al., 1960). Em contraste, no escoamento no interior de tubos a transição de escoamento laminar para escoamento turbulento ocorre, normalmente, para números de Reynolds compreendidos entre 2100 e 10000.

O comprimento característico em que, normalmente, se baseia o número de Reynolds dos permutadores de calor de placas é o diâmetro hidráulico dos canais ( $d_{hch}$ ), o qual, segundo Saunders (1988) e Hewitt et al., (1994), é dado por:

$$d_{hch} = \frac{4 A_{ch}}{P_{ch}} \quad (1.1)$$

Segundo Saunders (1988), a secção de escoamento ( $A_{ch}$ ) e o perímetro molhado ( $P_{ch}$ ) relativo a um canal, são, respectivamente, dados por:

$$A_{ch} = b w \quad (1.2)$$

$$P_{ch} = 2 (b + m w) \quad (1.3)$$

onde  $b$  representa a espessura média de um canal,  $w$  representa a largura efectiva das placas e  $m$  representa o factor de aumento de comprimento, o qual assume, normalmente, valores compreendidos entre 1,15 e 1,21 (Raju e Chand, 1980; Saunders, 1988). A espessura média de um canal é dada por:

$$b = p - t \quad (1.4)$$

onde  $p$  representa o passo das placas e  $t$  representa a espessura de cada placa.

Os vários tipos de permutadores de calor de placas estão disponíveis no mercado através de um grande número de construtores e/ou fornecedores (Reppich, 1999). As suas características e as correspondentes correlações, inerentes à sua modelação analítica, constam de vários textos e livros de referência sobre o seu dimensionamento (Kalinin and Dreitser, 1970; Cooper e Usher, 1983; Guy, 1983; Kays e London, 1984; Ayub, 2003).

## 1.2. Revisão bibliográfica

A revisão bibliográfica apresentada nesta secção não pretende ser exaustiva, ou representativa de todos os trabalhos realizados, devendo ser encarada como uma escolha selectiva das publicações mais directamente relacionadas com o principal objectivo da presente dissertação, isto é, o aprofundamento do conhecimento sobre o estudo da modelação e ensaio de permutadores de calor de placas.

O estudo dos permutadores de calor iniciou-se com o estudo da transferência de calor entre dois fluidos e consta de vários textos e livros de referência, os quais incluem uma ligeira abordagem introdutória aos permutadores de calor (e.g., McAdams, 1958; Chapman, 1968; Schlichting, 1968; Mikheyev, 1971; Isachenko et al., 1977; Ozisik, 1977; Rosenhow, 1985; Giot, 1987; Zakauskas e Ulinskas, 1988; Lienhard IV e Lienhard V, 2001; Cengel 2003).



Um dos primeiros tipos de permutadores de calor utilizados industrialmente, com sucesso, foram os permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, que são apropriados para o manuseamento de fluidos sujeitos a elevadas pressões, os quais são, normalmente, colocados no interior dos tubos (e.g., Butterworth 2004). As normas construtivas que se devem respeitar nos permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular são apresentados pela TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufactureres Association, 1988).

A modelação analítica de permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, incluindo o seu dimensionamento, consta de vários textos e livros de referência (e.g., Kern, 1950; Kay, 1957; Fraas e Ozisik, 1965; Coulson, 1980; Kakaç et al., 1981; Taborek, 1983; Cooper and Usher, 1983; Gupta, 1986; Kakaç et al., 1987; Chen and Tsai, 1988; Saunders, 1988; Fraas, 1989; Zakauskas, 1989; Hewitt et al., 1994) e não é objecto desta dissertação.

A generalidade dos permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular possuem, tipicamente, diâmetros hidráulicos da ordem de quatro vezes superiores aos dos permutadores de calor de placas (Butterworth, 2004). A tendência generalizada vai no sentido de permutadores de calor com diâmetros hidráulicos cada vez menores, pois quanto menor for o diâmetro hidráulico maior será a área de transferência de calor por unidade de volume, que é um dos principais aspectos a ter em atenção em aplicações onde o atravancamento é um factor a considerar, como é o caso de instalações de máquinas marítimas (Butterworth, 2004).

Ainda segundo Butterworth (2004), uma outra importante consequência das elevadas áreas de transferência de calor por unidade de volume, é o facto dos permutadores de calor de placas poderem ser dimensionados para maiores valores de eficiência térmica com moderados valores de diferença média logarítmica de temperaturas (Vlasogiannis, 2002).

A patente de permutadores de calor de placas existe desde 1870 e a patente Alemã, para a “aplicação de permutadores de calor de placas”, foi publicada em 1890 e ficou a dever-se a Langem e Hundhanssen (Saunders, 1988; Ayub, 2003). O conceito associado a este tipo de permutadores de calor foi desenvolvido pelo Dr. Richard Seligman,

fundador da APV (Aluminium Plant & Vessel Company Ltd.), que, em 1923, introduziu no mercado as primeiras placas obtidas por fundição (Raju e Chand, 1980). Só a partir de 1930 começaram a ser produzidas placas por estampagem (deformação plástica) e é desde então que os permutadores de calor de placas têm vindo a substituir gradualmente, os permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular (e.g., Hewitt et al., 1994), tendo actualmente uma grande aplicação industrial, podendo funcionar com temperaturas máximas de cerca de 250 °C e com pressões máximas da ordem de 25 bar (e.g., Vlasogiannis, 2002). Esta substituição gradual deve-se, fundamentalmente, à necessidade de maiores eficiências térmicas motivadas pelo constante aumento dos custos da energia (Reppich, 1999).

Durante as últimas décadas a existência de placas com corrugações, em oposição às placas lisas, provaram ser o desenho mais eficiente, tendo sido adoptadas pela maioria dos construtores de permutadores de calor. Foi efectuado um número significativo de estudos experimentais detalhados utilizando vários modelos de corrugações e variando os seus parâmetros (espessura, passo, ângulo e caudal), os quais produziram um elevado número de resultados sobre a transferência de calor e a perda de carga em permutadores de calor de placas. Contudo, devido à complexidade do escoamento dos fluidos e da transferência de calor, estes trabalhos não permitiram desenvolver um método geral para a sua análise termo-hidráulica comparável aos já estabelecidos e testados com sucesso relativamente aos permutadores de corpo cilíndrico e feixe tubular (Martin, 1996). Os métodos existentes são, na maior parte das vezes, próprios de cada construtor e/ou fornecedor (Raju e Chand, 1980; Raju e Bansal, 1983; Paras et al., 2002; Gut e Pinto, 2003b).

Assim, no âmbito da modelação analítica conjugada com a análise experimental de permutadores de calor de placas têm sido publicados vários estudos dos quais se destacam os trabalhos referidos de seguida.

McKillop e Dunkley (1960) e Watson et al. (1960) efectuaram estudos, cujos principais objectivos consistiam na determinação dos coeficientes de transmissão de calor e dos perfis de temperatura, em três diferentes permutadores de calor de placas típicos e obter as correspondentes correlações, que permitissem estimar o seus comportamentos quando sujeitos a diferentes condições de funcionamento. Assim, desenvolveram um

modelo térmico simplificado de permutadores de calor de placas constituído por um sistema de equações diferenciais ordinárias, correspondentes ao balanço de energia em cada canal e às necessárias condições de fronteira. As principais simplificações adoptadas são: escoamento unidimensional no interior dos canais, coeficiente global de transmissão de calor constante, distribuição uniforme do caudal pelos vários canais, sistema adiabático e não existência de trocas de calor na direcção do escoamento. Este modelo foi apresentado para algumas das configurações mais usuais. Foi utilizado o método de Runge-Kutta para resolver o sistema de equações, sendo as condições de fronteira definidas nas extremidades do canal.

Cooper e Usher (1983) abordam de uma forma analítica o problema da modelação e dimensionamento de permutadores de calor de placas com os tipos de corrugações mais utilizadas industrialmente, focando aspectos relacionados com a construção e operação, factores que caracterizam a especificação das placas, dimensionamento das corrugações, correlações para o factor de atrito, correlações para a transferência de calor, factores que afectam o dimensionamento e o arranjo das placas, sujamento, métodos de cálculo da superfície de transmissão de calor e mistura térmica.

Focke e Knibbe (1986) desenvolveram um método de visualização de escoamentos no interior de um canal formado por placas corrugadas de um permutador de calor de placas. Verificaram que o escoamento principal se desenvolvia ao longo das corrugações das placas e a interacção destes escoamentos originava escoamentos em espiral. Para pequenos ângulos entre as corrugações e o eixo da conduta, o escoamento continua até às placas onde é reflectido. Para grandes ângulos, a interacção entre escoamentos é tão elevada que a reflexão verifica-se em posições intermédias.

Segundo Focke (1986) as dimensões e o desempenho dos permutadores de calor de placas pode ser descrito por combinações de grupos adimensionais. Estas combinações são utilizadas para construir métodos gráficos conducentes a geometrias óptimas, pois o calor transferido e a perda de carga não podem variar de forma independente. Tomando por base a projecção da superfície de transferência de calor sobre a superfície das placas, definindo o diâmetro equivalente como duas vezes a média do espaçamento entre placas e utilizando simplificações adequadas, a combinação de grupos adimensionais assume um significado físico em termos da avaliação do desempenho e

dimensões do permutador de calor. Esta análise revela que o número de potenciais geometrias ótimas aumenta com o aumento do número de constrangimentos. Assim, se não existirem constrangimentos teremos o maior coeficiente global de transferência de calor, mas a correspondente perda de carga é máxima. Os constrangimentos de perda de carga aplicam-se a permutadores de calor de placas nos quais o comprimento das placas é continuamente variável, sendo a trajectória óptima função da perda de carga admissível e obtida com placas com corrugações do tipo “chevron”. Os constrangimentos de perda de carga e de comprimento das placas aplicam-se a permutadores de calor com placas de comprimento/dimensão fixas e a flexibilidade de dimensionamento pode ser parcialmente obtida com corrugações do tipo “chevron” com diferentes ângulos de inclinação.

Saunders (1988) aborda, de uma forma analítica, a problemática da modelação e dimensionamento de permutadores de calor de placas com os tipos de corrugações mais utilizados. Relativamente à transmissão de calor entre os fluidos e com base nas correlações apresentadas por Kumar (1984, *cit. in* Saunders 1988), é recomendada a seguinte correlação para o número de Nusselt:

$$Nu = C_h Re_{ch}^y Pr_{ch}^{0,333} \quad (1.5)$$

Relativamente à perda de carga de cada um dos fluidos que se escoam no interior dos canais e com base nas correlações apresentadas por Kumar (1984, *cit. in* Saunders 1988), é recomendada a seguinte correlação para o factor de atrito no interior dos canais:

$$f_{ch} = \frac{K_{ch}}{Re_{ch}^z} \quad (1.6)$$

Onde  $Re_{ch}$  e  $Pr_{ch}$  representam, respectivamente, os números de Reynolds e de Prandtl, dos fluidos quente e frio no interior dos canais, determinados às respectivas temperaturas médias das películas, os coeficientes  $C_h$  e  $K_{ch}$  e os expoentes  $y$  e  $z$  do número de Reynolds são função do ângulo das corrugações e do próprio número de Reynolds.

Kandlikar e Shah (1989a e 1989b), com base no método eficiência-número de unidades de transferência de calor, apresentaram um estudo analítico, considerando o número de

passagens de cada um dos fluidos, o arranjo dos escoamentos e a influência das extremidades das placas. Obtiveram-se resultados para configurações de escoamentos de 1x1, 2x1, 2x2, 3x3, 4x1, 4x2, 4x4 e seis configurações 3x1, tendo-se identificado o arranjo dos escoamentos correspondentes à eficiência máxima por passagem. São apresentados resultados relativos à eficiência, ao factor de correcção da diferença média logarítmica de temperaturas em função do número de unidades de transferência de calor, à relação entre as capacidades caloríficas e ao número total de placas. Com base nestes resultados são dadas orientações para a selecção e o dimensionamento de permutadores de calor de placas. Estes autores apresentaram ainda um estudo analítico, sobre a influência do número finito de placas e das extremidades dos canais, em duas passagens adjacentes, na eficiência de permutadores de calor de placas. Verifica-se que estes efeitos vão diminuindo à medida que o número de placas aumenta, sendo desprezáveis para um número de placas superior a 40, conforme mostrado por Kandlikar e Shah, (1989a). Neste estudo, as equações foram obtidas para um número infinito de placas, em termos de eficiência, em função da relação entre capacidades caloríficas dos fluidos e do número de unidades de transferência de calor.

Hewitt et al. (1994) abordam de uma forma analítica a problemática da modelação e dimensionamento de permutadores de calor de placas com as formas de corrugações mais utilizadas industrialmente, focando aspectos relacionados com as suas principais aplicações, vantagens e limitações, corrugações das placas, configurações do escoamento e desempenho térmico.

Das et al. (1995) realizaram ensaios experimentais sobre o comportamento em regime transitório de dois permutadores de calor de placas com geometrias idênticas mas com diferente número de placas e sujeitos a diferentes condições de funcionamento. As variações das temperaturas de saída, correspondentes a uma variação do tipo degrau na temperatura de entrada de um dos fluidos, foi comparada com o modelo teórico (modelo eficiência-número de unidades de transferência de calor). O modelo teve em consideração a não uniformidade na distribuição de caudais pelos canais, através da introdução de um termo de dispersão na equação da energia, as diferentes trajectórias entre a entrada e a saída do permutador de calor de placas e entre a entrada e a saída de cada um dos canais que o compõem e desprezou-se a condução de calor, através das placas, na direcção do escoamento principal. A partir de valores experimentais

determinou-se a influência do número de unidades de transferência de calor, da relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos e do número de placas. Verificou-se que os resultados experimentais estavam próximos dos resultados obtidos através do modelo matemático utilizado, que o modelo de dispersão considerado conduziu a melhores resultados do que o modelo convencional unidimensional e que número de placas e a relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos têm uma influência considerável no tempo de resposta, o qual pouco se altera com a variação do número de unidades de transferência de calor.

Martin (1996) apresentou um estudo sobre permutadores de calor de placas onde estabeleceu correlações para o factor de atrito em função do ângulo das corrugações e do número de Reynolds. Os coeficientes de transferência de calor foram obtidos da equação teórica aplicável a camadas limites térmicas completamente desenvolvidas em escoamentos laminar e turbulentos no interior de canais (equação de Lévêque generalizada). Verificou-se que os resultados obtidos, relativamente às observações experimentais existentes na literatura mostraram desvios da ordem de  $\pm 20\%$  e, em alguns casos específicos, chegam a atingir-se desvios superiores a cerca de  $\pm 30\%$ . Relativamente a permutadores de calor de placas, como consequência do estudo efectuado, recomendou-se que os factores de atrito e os coeficientes de transferência de calor fossem determinados em função do ângulo de inclinação das corrugações e do número de Reynolds, ou, alternativamente, em função da queda de pressão. Por último, uma outra importante conclusão deste estudo é que, para permutadores de calor com placas com corrugações do tipo “chevron”, a equação de Lévêque generalizada para escoamentos turbulentos além de interesse académico é directamente aplicável para resolver problemas práticos de engenharia.

Muley et al. (1999) apresentaram um estudo sobre o calor transferido e a perda de carga em escoamento permanente, de fluidos viscosos, de passagem simples em permutadores de calor tipo U com placas com corrugações do tipo “chevron” e para números de Reynolds compreendidos entre 2 e 400. O fluido testado foi um óleo vegetal, ao qual correspondem números de Prandtl compreendidos entre 130 e 290, e foram utilizadas placas com corrugações simétricas (ângulos de corrugações  $30^\circ/30^\circ$  e  $60^\circ/60^\circ$ ) e placas com corrugações mistas (ângulo de corrugações  $30^\circ/60^\circ$ ). Foi analisada a influência do ângulo das corrugações e das condições do escoamento (números de Reynolds e de

Prandtl) no número de Nusselt e no factor de atrito característicos de permutadores de calor de placas. Os resultados mostraram uma influência complexa das corrugações da superfície das placas no seu comportamento termico-hidráulico. Relativamente a placas planas, os permutadores de calor com placas corrugadas apresentam uma taxa de transferência de calor cerca de três vezes superior e, para uma determinada potência térmica e perda de carga, necessitam de uma superfície de transferência de calor cerca de 48 % menor.

Rao et al. (2002) apresentaram um trabalho sobre o efeito da desigual distribuição de caudais pelos canais, o que coloca em causa os métodos usuais de análise de resultados experimentais dos permutadores de calor de placas. Este estudo apresenta um modelo generalizado para simulação térmica de um permutador de calor de placas de passagem simples e avalia a importância de se considerar a variação do coeficiente de transferência de calor no interior dos canais com o caudal. São também efectuados vários estudos paramétricos que mostram a influência da relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos, da configuração dos escoamentos, geometria das placas e do número de canais na correlação da transferência de calor. A análise apresentada sugere um melhor método para a análise da transferência de calor em permutadores de calor de placas.

Vlasogiannis et al. (2002) efectuaram o teste de um permutador de calor de placas funcionando com uma mistura ar/água como fluido frio (escoamento a duas fases) em canais verticais. Através de uma câmara de vídeo de alta velocidade registaram-se as observações visuais efectuadas, identificando-se diferentes regimes de escoamento. Um dos objectivos deste trabalho foi o de determinar a influência do regime de escoamento no coeficiente de transferência de calor, o qual, relativamente à mistura ar/água, foi medido em função das velocidades superficiais do ar e da água. Para todas as velocidades do ar testadas, o coeficiente de transferência de calor da mistura ar/água é sempre maior que o correspondente coeficiente do mesmo escoamento de água mas sem ar. O aumento do coeficiente de transmissão de calor observado é mais significativo para baixas velocidades superficiais da água indiciando que o regime de escoamento correspondente a velocidades superficiais da água abaixo de 0,025 m/s é o mais eficiente, numa perspectiva de transmissão de calor.

Ribeiro e Andrade (2002) desenvolveram um algoritmo para simulação do funcionamento de permutadores de calor de placas com  $n$  canais, no interior dos quais os fluidos quente e frio podem escoar-se em equi-corrente ou em contra-corrente, com arranjos em série ou em paralelo, de passagem simples ou passagem múltipla. O calor transmitido e os perfis de temperatura são calculados utilizando o método numérico originalmente proposto por Zaleski e Klepacka (1992), o qual avalia o calor transmitido entre os fluidos em escoamento através de um sistema de equações diferenciais ordinárias lineares de primeira ordem com coeficientes constantes. De modo a validar o algoritmo desenvolvido, o qual consiste em determinar a solução para cada um dos canais através de uma combinação linear de funções exponenciais, os resultados da simulação foram comparados com soluções analíticas disponíveis para casos simples e dados experimentais. Uma vez validado, o algoritmo foi utilizado com sucesso para simular o funcionamento em regime permanente de um permutador de calor de placas industrial utilizado na pasteurização de leite.

Pinto e Gut (2002) apresentaram um método de otimização que permite determinar as melhores configurações a adoptar em permutadores de calor de placas planas. O objectivo foi o de seleccionar as configurações correspondentes à mínima área de transmissão de calor que satisfaçam, os constrangimentos do número de canais, da perda de carga dos fluidos, das velocidades no interior dos canais e de eficiência. A configuração do permutador de calor de placas é definida pelos seguintes seis parâmetros: número de canais, número de passagens de cada um dos fluidos e sua localização, posição dos orifícios de alimentação e tipo de escoamento no interior dos canais. O problema da otimização é formulado através da minimização da área de transferência de calor e os constrangimentos são sucessivamente aplicados para eliminar as soluções impossíveis e as soluções não óptimas. O modelo de otimização resultante é constituído por equações algébricas não lineares e equações diferenciais lineares. Foi desenvolvido um algoritmo de resolução com um esforço computacional mínimo. Exemplos de aplicação mostram que este método de otimização (algoritmo) é capaz de determinar, com sucesso, um conjunto de configurações óptimas com um número mínimo de simulações, sendo a solução conseguida com cerca de 5 % dos cálculos para a perda de carga e velocidades de escoamento por canal e cerca de 1 % para a transmissão de calor entre os fluidos.



Na sequência do trabalho apresentado por Pinto e Gut (2002), Gut e Pinto (2003a e 2003b) desenvolveram um modelo matemático na forma de algoritmo para simulação de permutadores de placas planas em regime permanente com configurações generalizadas. O principal objectivo deste modelo foi o de estudar a influência da configuração no desempenho do permutador de calor. Os resultados da simulação são apresentados sob a forma de perfis de temperaturas em todos os canais, eficiência, distribuição do coeficiente global de transmissão de calor e perdas de carga. Também foi analisada a influência de se considerar constante o coeficiente global de transmissão de calor. Uma importante característica do algoritmo proposto é o de poder ser acoplado a qualquer outro procedimento para resolver o sistema de equações diferenciais e algébricas. Foi testada a condição do coeficiente global de transmissão de calor ser constante, muitas vezes utilizada na modelação matemática, tendo-se verificado ter uma pequena influência nos principais resultados da simulação (eficiência e temperaturas de saída). Uma outra conclusão é que o algoritmo apresentado é uma importante ferramenta para estudar a influência da configuração no desempenho do permutador de calor e pode ser utilizado para desenvolver métodos de optimização para seleccionar a configuração de permutadores de calor de placas. Utilizando um procedimento de pesquisa estruturado, o método proposto é capaz de determinar com sucesso a configuração óptima com um reduzido número de estimativas. É apresentado um exemplo de optimização para o processo de pasteurização de leite, tendo-se verificado que apenas foram necessárias 154 simulações para obter a configuração óptima de uma gama de possíveis configurações contendo  $2,36 \times 10^8$  elementos. Como o leque de possíveis configurações é conhecido, pode escolher-se de entre várias configurações óptimas. Relativamente à solução obtida, efectuou-se uma análise de sensibilidades para testar a influência de outros parâmetros tais como o tipo e a capacidade das placas e a perda de carga (Gut e Pinto, 2004). O procedimento foi testado com um permutador de calor de placas planas Armfield FT-43, tendo-se verificado que as correlações relativas à transferência de calor estão intimamente associadas às configurações experimentais testadas e à correspondente distribuição de caudais, tendo-se considerado propriedades físicas constantes e distribuição uniforme de caudais pelos canais (Gut et al., 2004).

Segundo Wang e Sundén (2003) os métodos tradicionais de dimensionamento dos permutadores de calor de placas (eficiência-número de unidades de transferência de calor e diferença média logarítmica de temperaturas), consistem na execução de um

elevado número de testes de modo a satisfazer o constrangimento da perda de carga. Estes inconvenientes podem ser evitados através da adopção do método de dimensionamento desenvolvido neste estudo, o qual considera a perda de carga como um objectivo. No caso da perda de carga ser especificada, somente é possível utilizar a perda de carga de um dos escoamentos. No caso da perda de carga não ser especificada, esta pode ser determinada através da optimização económica. Comparado com os métodos tradicionais de dimensionamento, o método proposto não necessita de muitas iterações, pois todos os parâmetros de transmissão de calor, incluindo a dimensão das placas, o número de passagens, as trajectórias e velocidades dos fluidos, etc., são de fácil determinação, garantindo-se que os valores optimizados da possível perda de carga podem ser utilizados pelos dois fluidos. Adicionalmente, é discutido o ângulo óptimo das corrugações tipo “chevron” utilizadas em permutadores de calor de placas.

Segundo Ayub (2003), como consequência de vários estudos anteriormente efectuados para escoamentos de fase simples, existem mais de trinta correlações para determinação do número de Nusselt e do factor de atrito aplicáveis na modelação e/ou dimensionamento de permutadores de calor de placas. Todas estas correlações têm a forma de uma lei de potência e, em algumas delas, os coeficientes e os expoentes são função do ângulo das corrugações. A sua compilação constitui um importante ponto de partida para, em conjunto com observações experimentais, efectuar o posterior desenvolvimento de estudos nesta importante área.

Islamoglu e Parmaksizoglu (2003) efectuaram vários ensaios experimentais com o objectivo de determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção forçada e os factores de atrito em canais com corrugações utilizados em permutadores de calor de placas. As medições foram efectuadas para valores da espessura dos canais de 5 e 10 mm e para um ângulo das corrugações de 20°. Os números de Reynolds variaram entre 1200 e 4000. Verifica-se que um aumento da espessura do canal provoca um aumento do número de Nusselt e uma ligeira diminuição do gradiente de pressões. Verifica-se ainda que o desempenho de canais com pequena espessura é relativamente bom.

Paepe et al. (2005) apresentaram uma descrição detalhada de uma instalação de permutadores de calor de placas para arrefecimento de ar. Com base nos valores obtidos através dos ensaios realizados nesta instalação, foram determinadas correlações para a

transferência de calor sob condições de funcionamento reais, as quais apresentaram uma boa concordância com as correlações existentes na literatura. Utilizando medidas locais de temperatura as correlações obtidas apresentaram erros inferiores a 13%.

Jassim et al. (2006) analisaram a queda de pressão em permutadores de calor com placas com corrugações do tipo “chevron”, com escoamento vertical de R134a nos estados de líquido subarrefecido e de vapor sobreaquecido, tendo adoptado os fluxos mássicos de  $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (para o líquido sub-arrefecido) e de  $16 \text{ kg/m}^2\text{s}$  (para o vapor sobreaquecido) com temperaturas de entrada de  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  e de  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Para caracterizar a queda de pressão em três placas planas utilizou-se a energia cinética do escoamento por unidade de volume, a qual se verificou estar fortemente relacionada com a perda de carga do escoamento a uma e a duas fases. O factor de atrito não se verificou estar fortemente dependente do número de Reynolds para escoamentos de gás e de líquido a uma fase, o que permite concluir que as forças de inércia dominam a perda de carga com placas planas, tanto para escoamentos a uma fase como para escoamentos a duas fases. Relativamente aos valores experimentais, os valores estimados através do modelo de perda de carga a duas fases apresentaram uma variação de cerca de 15 %.

Gosh et al. (2006) desenvolveram um algoritmo para análise de permutadores de calor de placas com escoamentos múltiplos. A técnica numérica envolve a divisão do permutador de calor em segmentos nas direcções axial e normal. As equações de conservação foram escritas para cada segmento e resolvidas através de um procedimento iterativo. Este algoritmo foi testado com resultados teóricos e experimentais, anteriormente publicados, verificando-se uma boa concordância entre eles. O algoritmo prevê a influência das condições de fronteira e da geometria mas não considera algumas fontes de irreversibilidade tais como a condução axial, a distribuição não uniforme de caudais pelos canais, a variação das propriedades dos fluidos com a temperatura e as trocas de calor com o ambiente. Em permutadores de calor de alta eficiência estas irreversibilidades secundárias podem desempenhar um papel importante.

A modelação e dimensionamento de permutadores de calor de placas, através de correlações e a comparação dos resultados obtidos com valores experimentais, é um tema que continua a ser objecto de desenvolvimento por vários autores, no sentido de se

obterem resultados que, cada vez mais, consigam, de uma forma rigorosa, descrever e/ou prever o comportamento de permutadores de calor de placas com corrugações. As correlações existentes são válidas para um determinado tipo de permutadores de calor

De modo a aumentar a precisão dos resultados obtidos através do modelo de escoamento dos fluidos e de transmissão de calor no interior dos canais de um permutador de calor de placas é necessário utilizar a simulação numérica tridimensional, que permita simular a distribuição do escoamento através das corrugações existentes nas placas que constituem os canais. Verifica-se que a simulação numérica pode ser uma ferramenta importante para a optimização de permutadores de calor de placas (Marques et al., 2008).

A utilização da mecânica dos fluidos computacional (“Computational Fluid Dynamics”- CFD) tem vindo a ser cada vez mais utilizada na simulação de muitos processos industriais. Os recentes progressos verificados nas capacidades de computação, associados aos custos do “software” têm viabilizado a análise destes processos através de CFD.

No âmbito da simulação numérica conjugada com a análise experimental de permutadores de calor de placas têm sido publicados vários trabalhos, dos quais se destacam os trabalhos referidos de seguida.

Stasiek et al. (1995) efectuaram um estudo experimental e numérico do escoamento e da transferência de calor para geometrias com corrugações representativas de permutadores de calor compactos. Neste estudo, descreve-se o método de obtenção da distribuição superficial do número de Nusselt local e do número de Nusselt médio, sendo também apresentada a respectiva análise da incerteza experimental. Foi também determinada a influência do ângulo das corrugações, da geometria e do número de Reynolds. Apresentam-se resultados experimentais típicos para a transferência de calor e a perda de carga e discutidos os números de Reynolds para várias geometrias e comparados com os dados da literatura disponível, tendo-se obtido desvios de cerca de  $\pm 20\%$  e, nalguns casos específicos chegavam a atingir desvios superiores a  $\pm 30\%$ .

Na sequência do trabalho anterior, Ciofalo et al. (1996) realizaram um estudo numérico de escoamentos e da respectiva transmissão de calor através de uma célula constituída por corrugações sinusoidais cruzadas, representativa de permutadores de calor compactos, tendo obtido previsões numéricas tridimensionais, pelo método dos volumes finitos, utilizando para a turbulência o modelo  $k - \epsilon$ . Foram considerados desde escoamentos laminares até escoamentos turbulentos com baixos números de Reynolds. Neste trabalho são discutidos os resultados numéricos obtidos para várias geometrias e para vários números de Reynolds, sendo estes resultados comparados com os obtidos por via experimental. Foi analisada a influência do número de Reynolds, incluindo o ângulo e a relação entre o passo e a altura das corrugações, tendo sido também testados vários modelos de turbulência. Para moderados números de Reynolds e corrugações com pequenos ângulos, verificou-se, em comparação com canais planos, um aumento significativo do calor transferido sem aumento significativo da perda de carga. Relativamente ao factor de atrito e aos coeficientes de transferência de calor, obteve-se uma melhor concordância entre os resultados numéricos e os resultados experimentais utilizando o modelo de turbulência  $k - \epsilon$  para baixos números de Reynolds.

Atkinson et al. (1989) apresentaram uma detalhada avaliação de modelos numéricos bidimensionais e tridimensionais em permutadores de calor compactos. São descritos dois modelos tridimensionais e comparados com o modelo bidimensional. Relativamente ao calor transferido por unidade de área e ao factor de atrito, os resultados obtidos com os modelos numéricos, nomeadamente os obtidos com os modelos a três dimensões, mostraram uma boa concordância com as observações experimentais. No entanto, os modelos tridimensionais, embora conduzam a melhores resultados, requerem um maior esforço computacional.

Rokni et al. (1998) investigaram, numérica e experimentalmente, o escoamento turbulento num canal rectangular, com uma relação de 1:8 e com um número de Reynolds de 5800. Consideraram a existência de simetria no escoamento pelo que a simulação se resumiu a um quarto de canal. As simulações numéricas foram levadas a cabo considerando escoamento completamente desenvolvido através da imposição de condições periódicas na direcção principal do escoamento. Na simulação numérica utilizaram a técnica dos volumes finitos e o algoritmo SIMPLEC. Os resultados foram obtidos com um modelo linear e com um modelo não linear  $k - \epsilon$ , combinado com as

funções de amortecimento de Lam-Bremhorst para baixos números de Reynolds. Os escoamentos secundários bem como o escoamento principal e os parâmetros previstos pelo modelo  $k - \varepsilon$  mostraram estar de acordo com os resultados experimentais. Contudo, as velocidades secundárias nas imediações dos cantos do canal estão subavaliadas.

Blomerius et al. (1999) apresentaram um trabalho sobre escoamento e transferência de calor numa célula unitária de condutas com corrugações cruzadas através da solução numérica das equações de Navier-Stokes e da energia, aplicado a regimes laminares e de transição, para números de Reynolds compreendidos entre 170 e 2000. A relação entre o comprimento de onda das corrugações e a amplitude variaram entre 7 e 10 e o ângulo das corrugações entre duas placas consecutivas foi de 45 °. Os resultados mostraram que o número de Reynolds crítico era de 240. A estrutura do escoamento muda radicalmente com o aumento do número de Reynolds, verificando-se um aumento do calor transferido e da perda de carga. Para números de Reynolds superiores a 1000, o número de Nusselt e o factor de atrito são, praticamente, independentes do comprimento de onda adimensional. Os resultados computacionais mostraram boa concordância com os resultados experimentais.

Na sequência de Ciofalo et al. (1996), Ciofalo et al. (2000) realizaram um trabalho de investigação numérica e experimental do escoamento e da transferência de calor numa célula unitária de permutadores de calor de placas corrugadas em regimes de transição e ligeiramente turbulentos, tendo-se obtido correlações para o número de Nusselt e para o factor de atrito. Realizaram simulações numéricas pelo método dos volumes finitos utilizando o modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  para baixos números de Reynolds tendo-se considerado um escoamento completamente desenvolvido. Relativamente ao número de Nusselt, as correlações obtidas reproduziram os resultados experimentais com uma aproximação de cerca de 20%. O expoente obtido para o número de Reynolds foi de cerca de 0,7, o qual se verifica estar próximo do valor de 2/3 normalmente referenciado na literatura para escoamentos turbulentos. Aumentando o ângulo das corrugações, relativamente à direcção do escoamento principal, de 20° para 70° verificou-se um aumento do número de Nusselt médio de 50% para 100%; este efeito foi menor do que o anteriormente observado para geometrias corrugadas, nas quais ambas as placas estavam simetricamente inclinadas relativamente à direcção do escoamento principal.

Quanto ao factor de atrito, as correlações obtidas reproduziam os resultados experimentais com uma aproximação que se situava entre 30% e 40%. A influência do ângulo das corrugações é maior que a observada para o número de Nusselt; aumentando este ângulo de 20° para 70° obtiveram-se aumentos de cerca de 2 a 3 vezes do coeficiente de atrito. No entanto, continuou a verificar-se que esta dependência era menor que a anteriormente observada para elementos com corrugações cruzadas.

Mehrabian e Poulter (2000) utilizaram um código comercial CFD (CFX) para estudarem a influência do ângulo das corrugações nas características térmicas e hidrodinâmicas de uma célula unitária do canal de um permutador de calor ar/água formado por placas com corrugações cruzadas, em escoamento laminar, tridimensional, com condições de fronteira de temperatura imposta e de fluxo de calor imposto. Os resultados da simulação numérica mostraram que o ângulo das corrugações e a direcção do escoamento principal do fluido são os parâmetros mais influentes nas características termo-hidráulicas dos permutadores de calor de placas, pois uma alteração no ângulo das corrugações afecta a estrutura do escoamento, o qual, por sua vez, influencia a queda de pressão e a taxa de transferência de calor. Para uma dada perda de carga, à medida que o ângulo das corrugações aumenta, o número de Reynolds diminui e o factor de atrito aumenta.

Paras et al. (2002), através da utilização de um código comercial CFD (CFX), estudaram a optimização do dimensionamento e o funcionamento de permutadores de calor com placas corrugadas, simulando o escoamento através do modelo de um canal formado por uma placa plana e por uma placa corrugada contendo doze corrugações de igual dimensão e com um espaçamento uniforme. Os números de Reynolds examinados foram 290, 850, 1150 e 1450. Foi utilizado o modelo  $k - \epsilon$  "standard", o escoamento foi considerado uniforme, as simulações referentes à transferência de calor foram efectuadas considerando ar quente (60 °C), com uma temperatura imposta na parede (20 °C). Os resultados numéricos foram apresentados em termos de perfis de velocidades, de temperaturas, de tensões tangenciais e fluxos de calor nas paredes e de números de Nusselt locais e mostram que a existência de corrugações intensifica o escoamento e aumenta o calor transferido. Os coeficientes médios de transmissão de calor calculados estavam em razoável concordância com os resultados experimentais publicados.

Na sequência do estudo anterior, Kanaris et al. (2004), no sentido de contribuírem para a optimização do projecto de permutadores de calor de placas com corrugações tipo “chevron”, efectuaram simulações numéricas utilizando um código comercial CFD (CFX). Devido às dificuldades inerentes à geometria e complexidade do escoamento, como primeiro passo utilizaram o modelo simplificado de um canal formado por uma placa com corrugações e uma placa plana. Nas simulações numéricas consideraram-se números de Reynolds de 400, 900, 1000, 1150, 1250 e 1400, para a turbulência adoptou-se o modelo SST ( $k - \omega$  com transporte das tensões de corte), o fluido utilizado foi água quente (60 °C) e foi imposta uma temperatura na parede constante (20 °C), tendo-se calculado a taxa de transferência de calor. Os resultados obtidos para este modelo simplificado, velocidade, tensões tangenciais e coeficientes de transferência de calor, foram fortemente encorajadores para continuar com simulações referentes a um canal típico de um permutador de calor de placas, ou seja um canal constituído por duas placas com corrugações do tipo “chevron”. Os resultados obtidos com este trabalho estão de acordo com as observações visuais.

Dando continuidade aos dois trabalhos anteriores, Kanaris et al. (2006) apresentaram um estudo no sentido de explorar o potencial de um código comercial CFD para determinar as características do campo de velocidades e o aumento de transferência de calor em canais constituídos por placas em aço inoxidável com corrugações, de passagem simples e com o escoamento dos fluidos em contra-corrente, normalmente encontradas em permutadores de placas comerciais. Os resultados da simulação numérica foram validados através de resultados experimentais, relativos à perda de carga e às diferenças de temperaturas obtidas para escoamentos de água em contracorrente. Os poucos resultados publicados estão de acordo com os resultados obtidos neste estudo, verificando-se que os códigos comerciais CFD constituem uma poderosa ferramenta para estudar as implicações de diferentes configurações geométricas no dimensionamento de permutadores de calor de placas.

Grijspeerd et al. (2003) calcularam a trajectória bidimensional e tridimensional do escoamento de leite entre duas placas com três corrugações, utilizando um código comercial CFD. As simulações bidimensionais (malha formada por 33150 células) mostraram a influência das corrugações e as simulações tridimensionais (malha constituída 551265 células) mostraram-se necessárias para estudar a importância da sua



orientação e permitiram concluir que o campo de velocidades é claramente tridimensional. O modelo foi construído de modo a permitir validar os resultados da simulação. Os resultados obtidos mostraram a importância das corrugações e ajudaram a identificar as zonas de recirculação e as regiões, junto das paredes, de temperaturas máximas, as quais são as mais sensíveis a sujamento e, tanto quanto possível, devem ser objecto de cuidados especiais. Neste aspecto, o CFD mostrou ser uma poderosa ferramenta para o dimensionamento de permutadores de calor de placas.

Fernandes et al. (2005), utilizando um código comercial CFD, simularam o arrefecimento de iogurte num permutador de calor de placas, onde para a viscosidade do iogurte foi utilizado o modelo de Herschel-Bulkley. O permutador de calor de placas utilizado neste estudo tem um arranjo em paralelo, o que, por razões de simetria, permitiu reduzir a simulação a meio canal com escoamento tridimensional, com um domínio computacional constituído por 173634 células, considerado representativo de um canal, com escoamento não-isotérmico de um fluido não-Newtoniano. Depois da análise do campo de velocidades e dos factores de atrito de Fanning, para todas as condições de funcionamento, verificou-se que o escoamento era laminar sendo propostas relações entre os factores de atrito e o número de Reynolds e entre a tensão tangencial média e a velocidade média do iogurte. A existência de placas corrugadas confere à temperatura, velocidade, viscosidade e tensão tangencial um comportamento sinusoidal segundo a direcção do escoamento principal. De modo a descrever a troca de calor entre o iogurte e a água de arrefecimento, impuseram-se condições de fronteira de fluxo imposto constante e variável. Os resultados da simulação com CFD mostraram uma boa concordância com os resultados experimentais.

Na sequência do estudo efectuado por Fernandes et al. (2005), surgiu o trabalho de Fernandes et al. (2006) onde foi analisada a influência do número de Reynolds nos números de Nusselt locais, bem como a influência dos efeitos de entrada no número de Nusselt médio e a influência da temperatura na viscosidade e o seu impacto no número de Nusselt médio, tendo sido propostas novas correlações, as quais mostraram uma boa concordância com os valores experimentais, principalmente quando se considerou a influência da temperatura na viscosidade. Foram efectuadas simulações considerando o fluido não-Newtoniano com baixos números de Prandtl de modo a analisar-se a influência da sua variação no expoente do número de Reynolds da correlação.



Galeazzo et al. (2006) modelaram, através de um código comercial CFD (Fluent), um permutador de calor de placas constituído por quatro canais formados por placas planas e condutas de entrada e saída dos fluidos, com arranjos em série e em paralelo, utilizando escoamento laminar e o modelo de turbulência  $k - \epsilon$ , com funções de parede e com “enhanced wall treatment”. Na simulação numérica efectuada considerou-se a desigual distribuição de caudais no interior dos canais e obtiveram-se resultados relativos às temperaturas de saída e ao calor transferido, bem como à distribuição tridimensional de temperaturas e de velocidades. No arranjo em série, quanto ao calor transferido, os desvios obtidos com CFD (resultados numéricos) e com o modelo unidimensional, relativamente a valores experimentais, são idênticos (cerca de 8%). Para o arranjo em paralelo os resultados obtidos com CFD (resultados numéricos) apresentam uma melhor concordância com os resultados experimentais. Verificou-se ainda uma pequena dependência entre os resultados obtidos com CFD e os obtidos com o modelo unidimensional. A principal vantagem do modelo CFD para os permutadores de calor de placas reside na possibilidade de visualização das distribuições de temperaturas e de velocidades, não sendo necessário efectuar um elevado número de ensaios experimentais para ajustar os parâmetros do modelo. Por outro lado, quando se utiliza CFD, o tempo de computação necessário é uma importante limitação para modelar permutadores de placas com um grande número de placas ou com geometrias mais complexas.

Norton e Sun (2006) apresentaram um estudo onde se discutem os fundamentos da evolução dos códigos comerciais CFD bem como do estado da arte relativamente às suas aplicações industriais, aos modelos mais utilizados nestas aplicações, nomeadamente a permutadores de calor de placas, e aos desafios que se colocam aos seus utilizadores. Deste estudo verifica-se que os recentes desenvolvimentos dos códigos comerciais CFD incluem um maior refinamento de malhas adaptativas, adopção de referenciais móveis e uma maior eficiência de cálculo. A modelação física também atingiu elevados níveis de sofisticação através do desenvolvimento de modelos de turbulência e de multi-fase, cujos resultados têm sido validados experimentalmente, particularmente no respeitante às hipóteses simplificativas incorporadas no modelo. Com o desenvolvimento dos computadores é expectável que os códigos comerciais CFD continuem a ser cada vez mais utilizados em escoamentos de fluidos e fenómenos

de transferência de calor e massa, contribuindo assim para um melhor dimensionamento de equipamentos aplicáveis à indústria.

Tal como relativamente à modelação analítica, através de correlações, a modelação e dimensionamento de permutadores de calor de placas através de simulações numéricas e a comparação das soluções obtidas com valores experimentais, é um tema que continua a ser objecto de desenvolvimento por vários autores, no sentido de se obterem resultados que, cada vez mais, consigam, de uma forma rigorosa, descrever e/ou prever o comportamento de permutadores de calor de placas com corrugações.

A maior parte das simulações numéricas foram efectuadas adoptando um modelo de placas planas. Na maioria das simulações numéricas efectuadas adoptando um modelo de placas com corrugações do tipo “chevron” foram analisadas células unitárias, admitidos escoamentos bidimensionais, condições de fronteira de temperatura imposta ou de fluxo de calor imposto. Em alguns destes trabalhos foram ainda adoptadas condições de simetria do escoamento dos fluidos no interior dos canais, o que em regimes de escoamento turbulento, constitui uma importante limitação ao rigor dos resultados obtidos.

Tanto no âmbito da modelação numérica com códigos comerciais CFD como no âmbito da modelação analítica através de correlações, não são conhecidos estudos sobre a previsível influência das corrugações tipo “chevron”, com corrugações em fase, das condições de fronteira e da existência, ou não, de topos nos modelos numéricos das placas, no comportamento termo-hidráulico dos permutadores de calor de placas.

Da revisão bibliográfica efectuada verifica-se ainda que não existem estudos sobre o funcionamento de permutadores de calor de placas corrugadas quando os fluidos intervenientes são água do mar e/ou óleo lubrificante, o que é característico da aplicabilidade deste tipo de permutadores de calor a instalações de máquinas marítimas.

Nesta tese é apresentada uma abordagem ao ensaio e modelação de permutadores de calor de placas com corrugações do tipo “chevron” em fase, pelo que o presente estudo se insere numa linha de continuidade dos trabalhos anteriormente referidos (publicados por vários autores).

### **1.3. Motivação e objectivos**

Os permutadores de calor que interferem directamente no funcionamento de instalações propulsoras de navios, com máquinas principais Diesel a 2 tempos que podem atingir potências da ordem de 40 MW, têm a sua principal aplicação nos circuitos da água doce de arrefecimento das camisas e cabeças, nos circuitos de arrefecimento do óleo lubrificante, no arrefecimento do ar de lavagem e nos circuitos de aquecimento do óleo combustível (combustível pesado).

Também nos circuitos auxiliares das instalações de máquinas marítimas os permutadores de calor estão presentes, pois, tal como para a máquina principal, também nos grupos electrogéneos é necessário arrefecer a água doce de circulação de camisas e cabeças, o ar de lavagem e o óleo lubrificante. São ainda utilizados permutadores de calor em outros circuitos auxiliares como é o caso do circuito de arrefecimento de compressores de ar, nos circuitos de água de alimentação de caldeiras, nos geradores de água doce, etc.

Foi factor de motivação poder contribuir para aprofundar o estudo de permutadores de calor de placas de modo a, num futuro mais ou menos próximo, se desenvolver um método geral de análise termo-hidráulica comparável aos já estabelecidos e testados com sucesso relativamente a outros tipos de permutadores de calor, nomeadamente aos de corpo cilíndrico e feixe tubular.

Constituiu também fonte de motivação o facto da modelação, dimensionamento e simulação numérica de permutadores de calor com placas corrugadas do tipo “chevron”, utilizando um código comercial CFD, serem ainda hoje temas em estudo.

Em termos genéricos, o objectivo principal da presente dissertação é contribuir para o desenvolvimento do estado da arte relativamente a permutadores de calor de placas. Este objectivo foi atingido através do ensaio e modelação de permutadores de calor de placas com corrugações do tipo “chevron”, os quais constituem o principal tipo de permutadores de calor utilizados, actualmente, em instalações de máquinas marítimas,

sendo, de uma forma directa ou indirecta, a água do mar o fluido arrefecedor (fluido frio) utilizado na maioria das aplicações.

O objectivo geral da presente dissertação pode ser sub-dividido nos seguintes pontos:

- Modelação analítica de um permutador de calor de placas, utilizando correlações existentes na bibliografia e comparação dos resultados obtidos com os resultados experimentais;
- Pesquisa de novas correlações aplicáveis à modelação analítica de permutadores de calor de placas e sua validação, através de comparação dos resultados obtidos com os obtidos experimentalmente;
- Simulação numérica tridimensional de um permutador de calor de placas e validação do modelo numérico a adoptar, através da comparação dos valores obtidos com os obtidos experimentalmente;
- Avaliação das influências das corrugações das placas, das condições de fronteira e dos topos das placas, no comportamento termo-hidráulico de um permutador de calor de placas;
- Análise da incerteza experimental inerente ao ensaio de um permutador de calor de placas, incluindo a estimativa dos principais erros cometidos na modelação analítica de um permutador deste tipo;
- Previsão do comportamento termo-hidráulico de um permutador de calor de placas quando em funcionamento com os fluidos normalmente utilizados em instalações de máquinas marítimas.

Esta dissertação pretende ser mais um contributo para o estudo dos permutadores de calor de placas, o qual, normalmente, envolve um compromisso entre taxas de transferência de calor e perdas de carga, associadas ao escoamento de dois fluidos a diferentes temperaturas.

## **1.4. Contribuições da dissertação**

Os trabalhos publicados realizados por outros autores têm demonstrado um crescente esforço no sentido de se estabelecer um método geral de dimensionamento e análise termo-hidráulica dos permutadores de calor de placas.

No prosseguimento dos objectivos propostos, a presente dissertação apresenta as seguintes contribuições:

1. Desenvolvimento de uma metodologia conducente ao estudo de permutadores de calor de placas onde não exista simetria no escoamento dos fluidos (no número de canais percorridos por cada um dos fluidos);
2. Determinação de novas correlações para o número de Nusselt e para o factor de atrito, aplicáveis a permutadores de calor de placas e respectiva validação;
3. Simulação numérica tridimensional de dois canais representativos do escoamento de água doce/água doce em contra-corrente no interior de um permutador de calor de placas com corrugações do tipo “chevron”, através de um código comercial CFD (Fluent);
4. Análise qualitativa e quantitativa da influência das corrugações, das condições de fronteira e da influência dos topos das placas, no funcionamento de um permutador de calor de placas, por simulação numérica através de um código comercial CFD (Fluent);
5. Estudo da incerteza experimental, incluindo a análise das incertezas absolutas e relativas das grandezas características do permutador de calor de placas, bem como a determinação quantitativa das grandezas que contribuem para a referida incerteza;
6. Aplicação dos permutadores de calor de placas a instalações de máquinas marítimas, através da simulação, analítica e numérica, do funcionamento do permutador de calor de placas com água do mar/água doce e água doce/óleo lubrificante e comparação dos respectivos resultados;
7. Apresentação de uma comunicação intitulada “3D Numerical Simulation of a Plate Heat Exchanger” (Marques et al., 2008);

8. Marques, A., Nina, M., Malico, I. (2009), Experimental Study, Simulation and Sensitivity Analysis of a Plate Heat Exchanger, submetido a *Applied Thermal Engineering*;
9. Marques, A., Malico, I., Nina (2009), 3D Numerical Simulation of a Plate Heat Exchanger, submetido a *Heat Transfer Engineering*.

## 1.5. Organização da dissertação

A presente dissertação desenvolve-se em sete capítulos que estão organizados da seguinte forma:

O presente capítulo (capítulo 1) constitui a introdução e inclui o enquadramento do trabalho, a revisão bibliográfica que lhe serviu de suporte, a motivação e objectivos, as contribuições da dissertação e a respectiva organização.

O capítulo 2 começa por apresentar a estrutura global dos modelos analíticos desenvolvidos e respectivas equações, bem como o modelo conceptual desenvolvido para representar o permutador de calor de placas. Apresenta também a metodologia adoptada na construção do modelo analítico que utiliza as correlações estabelecidas por Saunders (1988), daqui em diante designado por modelo S, a forma como foram obtidas as novas correlações, daqui em diante designado por modelo Sm, e a descrição dos critérios adoptados para a simulação numérica através de um código comercial CFD (Fluent). Neste capítulo, são ainda obtidas as curvas de variação das propriedades físicas dos fluidos intervenientes, com a temperatura e definidos os critérios adoptados para validação dos modelos desenvolvidos.

No capítulo 3 efectua-se uma descrição geral da instalação experimental utilizada, das características dos permutadores de calor ensaiados, bem como da instrumentação utilizada. São apresentados os resultados experimentais medidos directamente e os das grandezas calculadas com base nestes. Para condições de funcionamento aproximadas, é comparado o desempenho do permutador de calor de placas com o permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. Finalmente, determina-se a incerteza associada aos

resultados experimentais, bem como as grandezas que contribuem de forma mais significativa para a referida incerteza.

No capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos com os modelos S e Sm. Estes resultados são comparados com os resultados experimentais obtidos no capítulo 3. Finalmente, para condições próximas da potência máxima calculada, é avaliada a sensibilidade do modelo Sm originada por variações que eventualmente possam ocorrer na temperatura de entrada do fluido frio ou na respectiva viscosidade.

No capítulo 5 efectua-se a simulação numérica do permutador de calor de placas e comparam-se os resultados obtidos com os resultados experimentais e com os resultados obtidos através do modelo S. É ainda avaliada a previsível influência das corrugações, das condições de fronteira e da não existência de topos das placas corrugadas no desempenho do permutador de calor de placas.

Após a validação do modelo desenvolvido, de acordo com os critérios estabelecidos no capítulo 2, no capítulo 6, tendo em atenção a aplicação de permutadores de placas em instalações de máquinas marítimas, simula-se o funcionamento do permutador de calor de placas com água do mar/água doce e com água doce/óleo lubrificante, utilizando o modelo analítico desenvolvido neste trabalho.

Finalmente, no capítulo 7, com base nas conclusões retiradas no fim de cada um dos capítulos, são sintetizadas as principais conclusões do trabalho e são enumeradas algumas sugestões para trabalho futuro.



## CAPÍTULO 2

### MODELAÇÃO DE PERMUTADORES DE CALOR

Este capítulo tem como principais objectivos a caracterização da metodologia utilizada nos modelos analíticos desenvolvidos, descrição do modelo conceptual adoptado para representar o comportamento do permutador de calor de placas e apresentação, em linhas gerais, do código comercial CFD utilizado e do modelo adoptado para realização das simulações numéricas do permutador de calor de placas. São ainda objectivos deste capítulo a obtenção das curvas representativas da evolução das propriedades físicas dos fluidos envolvidos com a temperatura (água doce, água do mar e óleo lubrificante) e a enumeração dos critérios de validação dos modelos utilizados para descrever o comportamento de um permutador de calor de placas.

#### 2.1. Estrutura global dos modelos analíticos desenvolvidos

Em termos gerais, os modelos analíticos desenvolvidos nesta dissertação apresentam a seguinte composição:

- Variáveis de entrada;
- Características geométricas do permutador de calor de placas (constantes do modelo);
- Relações constitutivas e de interligação;
- Variáveis de saída.

Como variáveis de entrada consideraram-se:

- Temperatura do fluido quente à entrada do permutador de calor ( $T_{qe}$ );
- Temperatura do fluido frio à entrada do permutador de calor ( $T_{fe}$ );
- Caudal volumétrico do fluido quente ( $\dot{V}_q$ );
- Caudal volumétrico do fluido frio ( $\dot{V}_f$ ).

As constantes do modelo são, fundamentalmente, constituídas pelas características geométricas dos permutadores de calor e outras grandezas delas directamente derivadas.

Como variáveis de saída consideraram-se:

- Temperatura do fluido quente à saída do permutador de calor ( $T_{qs}$ );
- Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor ( $T_{fs}$ );
- Diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD);
- Potência térmica ( $\dot{Q}$ );
- Coeficiente global de transmissão de calor ( $U$ );
- Número de unidades de transferência de calor (NTU);
- Eficiência ( $\varepsilon_{pc}$ );
- Números de Reynolds dos fluidos quente e frio ( $Re_q$  e  $Re_f$ );
- Números de Nusselt dos fluidos quente e frio ( $Nu_q$  e  $Nu_f$ );
- Perda de carga dos fluidos quente e frio ( $\Delta p_q$  e  $\Delta p_f$ ).

Estes modelos analíticos foram decompostos nos seguintes sub-modelos:

- Modelo de transmissão de calor entre os dois fluidos;
- Modelo de perda de carga de cada um dos fluidos.

Nos modelos analíticos de permutadores de calor desenvolvidos nesta dissertação adoptaram-se as seguintes hipóteses:

- Funcionamento em regime permanente, unidimensional;
- Sistema adiabático (desprezam-se as trocas de calor com o exterior);
- Não existe condução de calor na direcção do escoamento;
- Os perfis de temperatura e de velocidade são uniformes em todas as secções do escoamento dos fluidos;
- O coeficiente global de transmissão de calor é constante no interior do permutador de calor;
- As propriedades físicas dos fluidos são calculadas com base nas temperaturas de entrada e de saída.

## 2.2. Relações constitutivas e de interligação dos modelos analíticos desenvolvidos

Considerando um permutador de calor, sem mudança de fase, como um sistema que não troca calor com o exterior (sistema adiabático), de acordo com a Lei do Arrefecimento de Newton (Isachenko et al., 1977), as propriedades dos fluidos, bem como as suas múltiplas interações, podem ser representadas através de um coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ), o qual é também função da forma da superfície de separação dos fluidos:

$$U = f(h_f, h_q, k_a, L, t) \quad (2.1)$$

onde  $h_f$  e  $h_q$  representam os coeficientes de convecção dos fluidos intervenientes,  $k_a$  a condutividade da superfície de separação dos fluidos,  $L$  o comprimento característico dos canais por onde se escoam os fluidos e  $t$  a espessura da referida parede.

A potência térmica,  $\dot{Q}$ , transferida em permutadores de calor é dada por é:

$$\dot{Q} = A_p U \Delta T_m \quad (2.2)$$

onde  $A_p$  representa a área de transferência de calor e  $\Delta T_m$  a diferença média de temperaturas entre os dois fluidos.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, admitindo que o sistema é adiabático e que os fluidos se escoam em regime permanente, a potência térmica transferida (retirada ao fluido quente e fornecida ao fluido frio) pode obter-se através de um balanço de energia a cada um dos fluidos, ou seja:

$$\dot{Q} = \dot{m} c \Delta T \quad (2.3)$$

onde  $\dot{m}$  representa o caudal mássico,  $c$  o calor específico e  $\Delta T$  a diferença de temperaturas de cada um dos fluidos.

Segundo Kern (1950) e Saunders (1988), em permutadores de calor, sem mudança de fase, a diferença média de temperaturas entre os dois fluidos, em contacto térmico no

interior do permutador de calor, depende da evolução da temperatura de cada um dos fluidos ao longo do permutador, as quais variam não só no sentido do escoamento, devido às trocas de calor entre si, como também na direcção normal ao escoamento, o que torna algo complexo a determinação da diferença média de temperaturas ( $\Delta T_m$ ).

Segundo Kern (1950), para determinar a diferença média de temperaturas entre os dois fluidos é necessário adoptar as seguintes hipóteses simplificativas:

- Os coeficientes de transmissão de calor, os caudais e os calores específicos dos fluidos, mantêm-se constantes;
- Numa secção transversal do escoamento, a temperatura de cada fluido mantêm-se constante (fluido misturado);
- As trocas de calor com o ambiente exterior são desprezáveis (sistema adiabático).

Com base nestes pressupostos, Kern (1950) mostrou que, para permutadores de calor em equi-corrente (correntes paralelas) e em contra-corrente (correntes opostas), a diferença média de temperaturas entre os dois fluidos pode ser obtida através da média logarítmica das diferenças das suas temperaturas terminais (diferença média logarítmica de temperaturas-LMTD), ou seja:

$$\Delta T_m = \text{LMTD} = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln \frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}} \quad (2.4)$$

onde  $\Delta T_{\max}$  representa a maior diferença entre as temperaturas terminais e  $\Delta T_{\min}$  representa a menor diferença entre as temperaturas terminais.

Em muitos permutadores de calor, o arranjo do escoamento dos fluidos é mais complexo do que em equi-corrente ou em contra-corrente, pelo que o valor de LMTD, calculado pela equação (2.4), tem que ser corrigido. Este factor de correcção ( $F$ ) é definido como sendo a relação entre a verdadeira diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD) e o correspondente valor em contra-corrente ( $\text{LMTD}_{cc}$ ) e é determinado a partir de duas grandezas adimensionais ( $\epsilon_{pc}$  e  $r$ ), onde  $r$  representa a relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos e  $\epsilon_{pc}$  representa a eficiência térmica do permutador de calor.

Segundo Kays and London (1984), a análise de permutadores de calor baseado na equação geral da transferência de calor (equação 2.2) implica o conhecimento das seguintes grandezas:

- Caudais mássicos de ambos os fluidos;
- Temperaturas terminais dos fluidos (pelo menos três);
- Coeficiente global de transferência de calor;
- Área de permuta de calor;

o que torna a análise complexa. Segundo Kays e London (1984), é, contudo, possível agrupar as variáveis em jogo num conjunto menor de parâmetros adimensionais que descrevem completamente o comportamento termodinâmico do permutador de calor:

- Eficiência ( $\epsilon_{pc}$ );
- Número de unidades de transferência de calor (NTU);
- Relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos ( $r$ ).

A eficiência de um permutador de calor é dada pela relação entre a sua potência térmica e a potência térmica que o mesmo permutador de calor transmitiria se a sua área de transferência de calor fosse infinita e funcionasse com as mesmas temperaturas terminais, isto é:

$$\epsilon_{pc} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\infty}} \quad (2.5)$$

Assim, sendo:

$$C_q > C_f, \quad T_{fs} = T_{qe}, \quad \epsilon_{pc} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (2.6)$$

$$C_q < C_f, \quad T_{qs} = T_{fe}, \quad \epsilon_{pc} = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (2.7)$$

onde, relativamente ao permutador de calor,  $C_q$  e  $C_f$  representam as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio,  $T_{qs}$  e  $T_{fs}$  as temperaturas dos fluidos quente e frio à saída e  $T_{qe}$  e  $T_{fe}$  as temperaturas dos fluidos quente e frio à entrada, respectivamente.

Genericamente, a capacidade calorífica de um fluido em escoamento é dada pelo produto do caudal mássico ( $\dot{m}$ ) pelo calor específico do fluido ( $c$ ), ou seja:

$$C = \dot{m} c \quad (2.8)$$

O número de unidades de transferência de calor de um permutador de calor (NTU) fornece a medida da capacidade de transferência de calor e é dado pelo produto da área de permuta de calor ( $A_p$ ) pelo coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) a dividir pela menor das capacidades caloríficas dos fluidos ( $C_{\min}$ ), ou seja:

$$NTU = \frac{A_p U}{C_{\min}} \quad (2.9)$$

A relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos ( $r$ ), representa a relação entre as capacidades caloríficas mínima ( $C_{\min}$ ) e máxima ( $C_{\max}$ ) dos fluidos em escoamento, ou seja:

$$r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.10)$$

A grande vantagem deste método (eficiência-número de unidades de transferência de calor) reside no facto de, para um determinado tipo de permutador de calor, a eficiência poder ser determinada como uma função explícita do número de unidades de transferência de calor e da relação entre as capacidades caloríficas mínima e máxima dos fluidos em escoamento. Este estudo, incluindo a representação gráfica desta função, foi desenvolvido por Kays and London (1984) e tem a vantagem de possibilitar uma rápida determinação da eficiência para vários tipos de permutadores de calor. É de notar que, na maior parte dos casos, a eficiência é directamente proporcional a NTU e tende para um valor assintótico que é função de  $r$ .

### 2.3. Propriedades físicas dos fluidos

Um outro assunto abordado nesta dissertação está relacionado com a variação das propriedades físicas dos fluidos envolvidos (água doce, água do mar e óleo lubrificante) com a temperatura.

No respeitante à água doce, a partir das tabelas de Raznjevic (1976) e Rogers e Mayhew (1983) e ajustando um polinómio do 2º grau, através do método dos mínimos quadrados, para um intervalo de temperatura de  $283\text{K} < T < 363\text{K}$ , obtiveram-se para a

variação do calor específico, condutividade, massa específica e viscosidade dinâmica, com a temperatura, as seguintes equações:

$$c = 5192,74 - 6,36 T + 0,01 T^2 \quad [\text{J/kg K}] \quad (2.11)$$

$$k = -0,48143 + 0,005851 T - 0,000007337 T^2 \quad [\text{W/m K}] \quad (2.12)$$

$$\rho = 779,4 + 1,7578 T - 0,0034 T^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.13)$$

$$\mu = 0,021026 - 0,000115547 T + 0,000000161367 T^2 \quad [\text{N s/m}^2] \quad (2.14)$$

De acordo com Mota (1972), Neumann and Pierson (1966), National Physical Laboratory (2004) e U. S. Coast Guard (1999), as propriedades da água do mar variam, fundamentalmente, com a respectiva salinidade, ou seja com a profundidade e com a latitude.

Quanto à profundidade, uma vez que as tomadas de aspiração, de fundo, de água do mar de um navio, mesmo de grande porte, raramente ultrapassam profundidades da ordem dos 20 m, admitiu-se este parâmetro como desprezável, ou seja consideraram-se as referidas propriedades da água do mar à sua superfície livre.

De acordo com Mota (1972), Neumann and Pierson (1966), National Physical Laboratory (2004) e U. S. Coast Guard (1999), nas imediações da superfície, a salinidade média da água do mar é de 35 g/kg, verificando-se que, dentro do previsível intervalo de variação da temperatura ( $273 \text{ K} < T < 313 \text{ K}$ ), as propriedades da água do mar, relativamente às da água doce, apresentam as seguintes variações:

- O calor específico diminui, em média, cerca de 4,6 %;
- A condutividade térmica diminui, em média, cerca de 0,6 %;
- A massa específica aumenta, em média, cerca de 2,7 %;
- A viscosidade aumenta, em média, cerca de 7,3 %.

Relativamente à água do mar, segundo Mota (1972), Neumann and Pierson (1966), National Physical Laboratory (2004) e U. S. Coast Guard (1999) e ajustando um polinómio do 2º grau, através do método dos mínimos quadrados, para um intervalo de temperatura de  $273 \text{ K} < T < 333 \text{ K}$ , obtiveram-se para a variação do calor específico,

condutividade térmica, massa específica e coeficiente de viscosidade dinâmica, com a temperatura, as seguintes equações:

$$c = 3721,52 + 1,493 T - 0,02 T^2 \quad [\text{J/kg K}] \quad (2.15)$$

$$k = 1,264 + 0,00516 T - 0,00001 T^2 \quad [\text{W/m K}] \quad (2.16)$$

$$\rho = 856,9 + 1,42 T - 0,0029 T^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.17)$$

$$\mu = 0,024717 - 0,0001393 T + 0,0000002 T^2 \quad [\text{N s/m}^2] \quad (2.18)$$

Para o óleo lubrificante, segundo Raznjevic (1976) e Rogers e Mayhew (1983), ajustando um polinómio do primeiro grau (condutividade térmica), um polinómio do segundo grau (calor específico e massa específica) e uma curva de potência (coeficiente de viscosidade dinâmica), pelo método dos mínimos quadrados, para um intervalo de temperatura de  $293 \text{ K} < T < 393 \text{ K}$ , obtiveram-se para a variação do calor específico, condutividade térmica, massa específica e coeficiente de viscosidade dinâmica, com a temperatura, as seguintes equações:

$$c = 1797 + 4,2 T^2 \quad [\text{J/kg K}] \quad (2.19)$$

$$k = 0,1609 - 0,00006 T \quad [\text{W/m K}] \quad (2.20)$$

$$\rho = 1080,39 - 0,77286 T - 0,0002 T^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.21)$$

$$\mu = 5,3678 e^{-0,0211 T} \quad [\text{N s/m}^2] \quad (2.22)$$

## 2.4. Modelo conceptual do permutador de calor de placas

Tendo em atenção as características do permutador de calor de placas ensaiado, representado esquematicamente na figura 2.1, nomeadamente no respeitante ao número total de placas, ao número de placas que transferem calor, ao número de passagens de ambos os fluidos e ao número de canais percorridos por cada um dos fluidos, segundo Cooper (1983), Saunders (1988) e Hewitt (1994), o escoamento dos fluidos nos canais junto às extremidades assume particular relevância, pois não existe simetria na transmissão de calor.

Ainda de acordo com estes autores, pode-se considerar desprezável o calor transferido através da primeira e da última placa. Isto quer dizer que nos dois canais extremos,



independentemente de serem percorridos pelo fluido quente ou pelo fluido frio, admite-se que transferem apenas metade da quantidade de calor transferida pelos restantes canais situados na zona central do permutador de calor de placas.

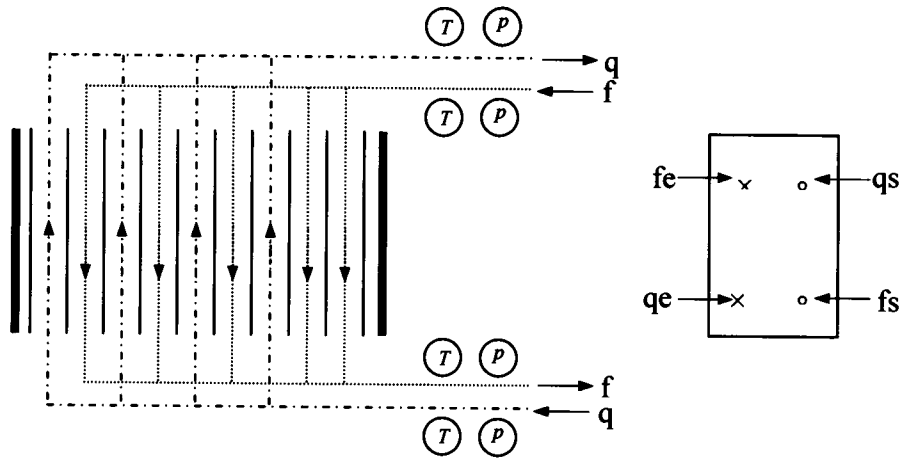


Fig. 2.1 - Representação esquemática do permutador de calor de placas.

Uma vez que no permutador de placas em estudo não há simetria nos canais percorridos por cada um dos fluidos, pois, como se pode verificar através da figura 2.1, o primeiro canal, a contar da esquerda, é percorrido por fluido quente, e os dois últimos canais, também a contar da esquerda, são percorridos por fluido frio, elaborou-se o modelo conceptual representado na figura 2.2.

Como se pode verificar através da figura 2.1, devido ao arranjo das placas, nem todo o caudal de fluido quente está em contacto térmico com todo o caudal de fluido frio. Assim, para a construção deste modelo conceptual, considerou-se que apenas uma parte do caudal de fluido quente estava em contacto térmico com uma parte do caudal de fluido frio.

De acordo com a localização e o número de canais percorridos pelos fluidos quente ( $nc_q$ ) e frio ( $nc_f$ ), consideraram-se “by-pass” para os fluidos quente ( $bp_q$ ) e frio ( $bp_f$ ), pelo que, representando por  $\dot{V}_q$  e por  $\dot{V}_f$  os caudais volumétricos dos fluidos quente e frio, respectivamente, à entrada do permutador de calor de placas, os caudais volumétricos de fluido quente e de fluido frio que estão em contacto térmico no interior do permutador de calor assumem, respectivamente, os valores de  $\left(1 - \frac{bp_q}{nc_q}\right)\dot{V}_q$  e de

$\left(1 - \frac{bp_f}{nc_f}\right) \dot{V}_f$ . Os caudais volumétricos de fluido quente e frio através dos “by-pass” considerados são, respectivamente, dados por  $\frac{bp_q}{nc_q} \dot{V}_q$  e por  $\frac{bp_f}{nc_f} \dot{V}_f$ .

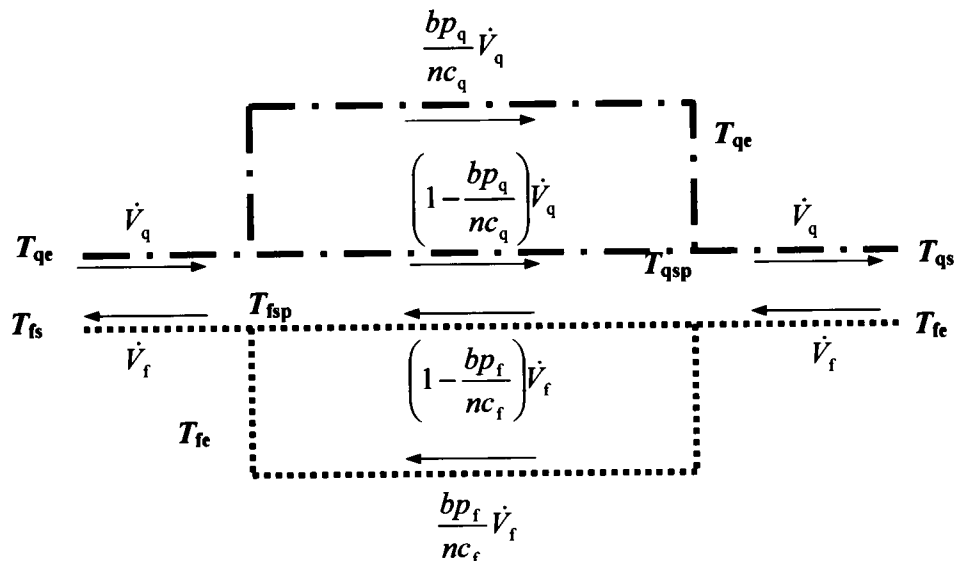


Fig. 2.2 – Representação conceptual do permutador de calor de placas.

Assim, para este permutador de calor de placas, para além das temperaturas de entrada dos fluidos quente ( $T_{qe}$ ) e frio ( $T_{fe}$ ), consideraram-se as seguintes temperaturas:

- Temperatura dos fluidos quente e frio à saída do permutador de calor ( $T_{qs}$  e  $T_{fs}$ );
- Temperatura dos fluidos quente e frio à saída do processo de transferência de calor ( $T_{qsp}$  e  $T_{fsp}$ ).

As temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do permutador de calor de placas resultam da mistura dos caudais provenientes do processo de transmissão de calor com os caudais considerados através dos “by-pass”, e foram determinadas efectuando balanços de energia aos correspondentes pontos de mistura, sendo, respectivamente, dadas por:

$$T_{qs} = \frac{\rho_{qsp} \left(1 - \frac{bp_q}{nc_q}\right) \dot{V}_q c_{qsp} T_{qsp} + \rho_{qsp} \frac{bp_q}{nc_q} \dot{V}_q c_{qe} T_{qe}}{\rho_{qs} \dot{V}_q c_{qs}} \quad (2.23)$$

$$T_{fs} = \frac{\rho_{fsp} \left(1 - \frac{bp_f}{nc_f}\right) \dot{V}_f c_{fsp} T_{fsp} + \rho_{fsp} \frac{bp_f}{nc_f} \dot{V}_f c_{fe} T_{fe}}{\rho_{fs} \dot{V}_f c_{fs}} \quad (2.24)$$

onde, relativamente aos fluidos quente e frio,  $\rho_{qsp}$  e  $\rho_{fsp}$  representam as massas específicas e  $c_{qsp}$  e  $c_{fsp}$  representam os calores específicos, determinados às respectivas temperaturas de saída do processo de transmissão de calor,  $\rho_{qs}$  e  $\rho_{fs}$  representam as massas específicas e  $c_{qs}$  e  $c_{fs}$  representam os calores específicos, determinados às respectivas temperaturas de saída do permutador e  $c_{qe}$  e  $c_{fe}$  representam os calores específicos, determinados às respectivas temperaturas de entrada no permutador de calor.

De acordo com as equações (2.6) ou (2.7), consoante os valores relativos das capacidades caloríficas dos fluidos quente ( $C_q$ ) e frio ( $C_f$ ), as temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do processo de transferência de calor são dadas por:

$$\text{para: } C_q > C_f, \quad T_{fsp} = T_{fe} + \varepsilon_{pc}(T_{qe} - T_{fe}) \quad (2.25)$$

$$T_{qsp} = T_{qe} - \frac{\left(1 - \frac{bp_f}{nc_f}\right) \dot{V}_f \rho_{mf} c_{mf}}{\left(1 - \frac{bp_q}{nc_q}\right) \dot{V}_q \rho_{mq} c_{mq}} (T_{fsp} - T_{fe}) \quad (2.26)$$

$$\text{para: } C_q < C_f, \quad T_{qsp} = T_{qe} + \varepsilon_{pc}(T_{qe} - T_{fe}) \quad (2.27)$$

$$T_{fsp} = T_{fe} - \frac{\left(1 - \frac{bp_q}{nc_q}\right) \dot{V}_q \rho_{mq} c_{mq}}{\left(1 - \frac{bp_f}{nc_f}\right) \dot{V}_f \rho_{mf} c_{mf}} (T_{qe} - T_{qsp}) \quad (2.28)$$

onde, relativamente aos fluidos quente e frio,  $\rho_{mq}$  e  $\rho_{mf}$  representam as massas específicas e  $c_{mq}$  e  $c_{mf}$  representam os calores específicos, determinados às respectivas temperaturas médias.

De acordo com a equação (2.8), as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio ( $C_q$  e  $C_f$ ), são, respectivamente, dadas por:

$$C_q = \rho_{mq} \left(1 - \frac{bp_q}{nc_q}\right) \dot{V}_q c_{mq} \quad (2.29)$$

$$C_f = \rho_{mf} \left(1 - \frac{bp_f}{nc_f}\right) \dot{V}_f c_{mf} \quad (2.30)$$

De acordo com Kays e London (1984), a eficiência do permutador de calor de placas com os fluidos escoando-se em contra-corrente, é dada por:

$$\text{para:} \quad r < 1, \quad \varepsilon_{pc} = \frac{1 - e^{-NTU(1-r)}}{1 - re^{-NTU(1-r)}} \quad (2.31)$$

$$\text{para:} \quad r = 1, \quad \varepsilon_{pc} = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (2.32)$$

Tendo em atenção o número e a localização dos canais percorridos pelos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas em estudo (figuras 2.1 e 2.2), para o fluido quente considerou-se um “by-pass” equivalente a metade de um canal ( $bp_q = 0,5$ ), correspondente ao facto de na extremidade do lado esquerdo do permutador de calor existir um canal percorrido pelo fluido quente.

Para o fluido frio considerou-se um “by-pass” equivalente a um canal e meio ( $bp_f = 1,5$ ), correspondente ao facto de na extremidade do lado direito do permutador de calor existirem dois canais percorridos pelo fluido frio.

Estabeleceu-se assim uma metodologia que permite o estudo de permutadores de calor de placas onde não exista simetria no escoamento dos fluidos, ou seja quando não exista simetria no número de canais percorridos por cada um dos fluidos e que será aplicada aos modelos analíticos S e Sm do permutador de calor de placas.

## 2.5. Modelo analítico S do permutador de calor de placas

Dado que este modelo analítico do permutador de calor de placas foi desenvolvido com base nas correlações apresentadas por Saunders (1988), considerou-se apropriada a designação de modelo analítico S, o qual foi construído considerando:

- As variáveis de entrada referidas no subcapítulo 2.1;
- Características geométricas do permutador de placas (constantes do modelo);
- Fluido quente: água;
- Fluido frio: água;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos respectivos canais;

- Apenas existirem trocas de calor entre os fluidos (sistema adiabático);
- Escoamento dos fluidos em contra-corrente;
- Correlações apresentadas por Saunders (1988);
- Equações (2.1) a (2.32);
- Variáveis de saída referidas no subcapítulo 2.1.

De acordo com o exposto no subcapítulo 2.1, o modelo S do permutador de calor de placas foi decomposto nos seguintes sub-modelos:

- Modelo de transmissão de calor entre os dois fluidos;
- Modelo de perda de carga de cada um dos fluidos.

### **2.5.1. Modelo analítico S de transmissão de calor entre os dois fluidos**

As variáveis de saída do modelo analítico S de transmissão de calor entre os dois fluidos em contacto térmico no interior do permutador de calor de placas, foram determinadas, iterativamente, segundo a seguinte sequência de cálculo:

1. Números de Reynolds e de Prandtl dos fluidos quente e frio no interior dos canais;
2. Números de Nusselt dos fluidos quente e frio e respectivos coeficientes de convecção;
3. Coeficiente global de transmissão de calor;
4. Capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio;
5. NTU;
6. Relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos;
7. Eficiência;
8. Diferença média logarítmica de temperaturas e potência térmica;
9. Temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do permutador de calor de placas.

De forma a ilustrar a referida sequência de cálculo, apresenta-se na figura 2.3 o fluxograma do programa desenvolvido para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de transmissão de calor entre os fluidos no permutador de calor de placas.

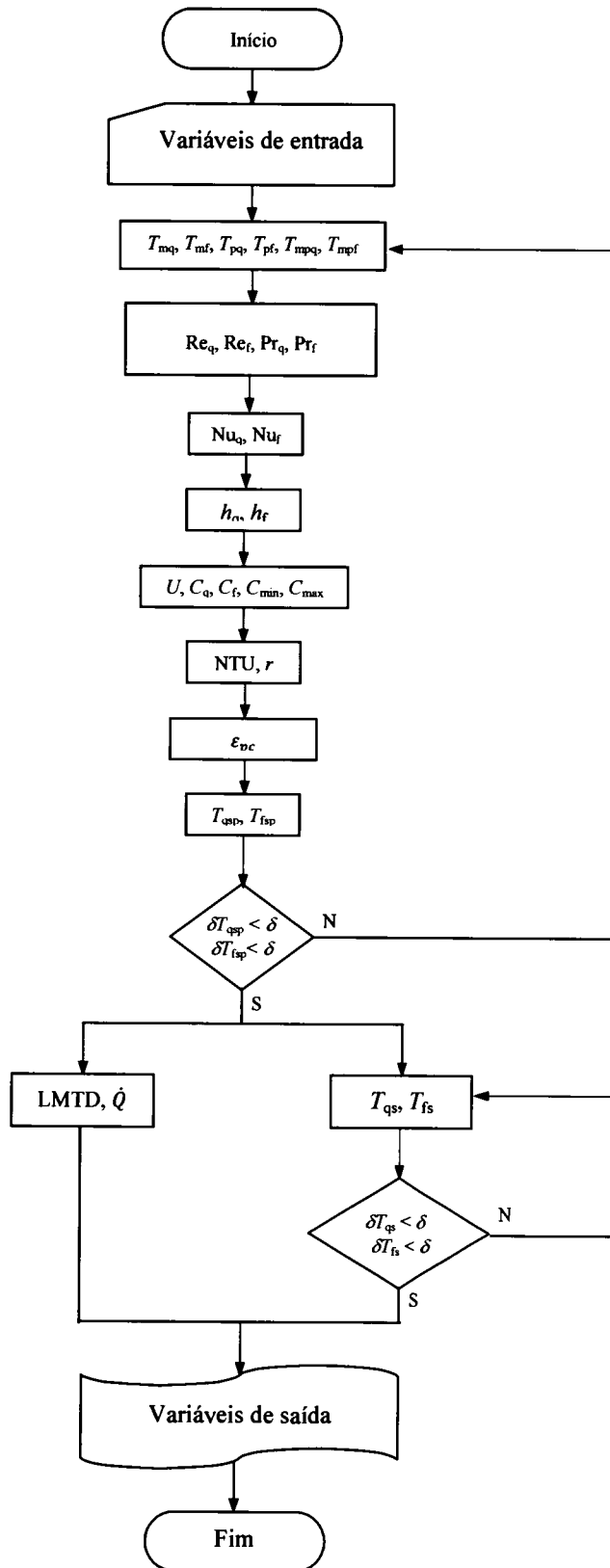


Fig. 2.3 - Fluxograma do programa para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de transmissão de calor entre os dois fluidos do permutador de calor de placas.

De acordo com Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), os números de Reynolds e de Prandtl dos fluidos quente e frio por canal ( $Re_{ch}$  e  $Pr_{ch}$ ) são dados por:

$$Re_{ch} = \frac{\rho \dot{V}_{ch} d_{hch}}{A_{ch} \mu} \quad (2.33)$$

$$Pr_{ch} = \frac{\mu c}{k} \quad (2.34)$$

onde  $\dot{V}_{ch}$  representa o caudal volumétrico de fluido (quente ou frio) no interior dos canais.

Sendo  $\dot{V}$  o caudal volumétrico e  $nc$  o número de canais percorridos por cada um dos fluidos, o caudal volumétrico por canal é dado por:

$$\dot{V}_{ch} = \frac{\dot{V}}{nc} \quad (2.35)$$

Os números de Nusselt dos fluidos quente e frio ( $Nu_q$  e  $Nu_f$ ) foram determinados de acordo com Saunders (1988) através da seguinte correlação:

$$Nu = C_h Re_{ch}^{y_q} Pr_{ch}^{0,333} \quad (2.36)$$

se:

$$\begin{array}{lll} Re_{ch} \leq 10, & C_h = 0,718; & y_q = 0,349 \\ Re_{ch} > 10, & C_h = 0,348; & y_q = 0,663 \end{array}$$

onde os números de Reynolds e de Prandtl dos fluidos no interior dos canais ( $Re_{ch}$  e  $Pr_{ch}$ ) são determinados às respectivas temperaturas médias das películas, as quais, segundo McAdams (1958), Mikheyev (1977), Ozisik (1977), Isachenko et al. (1977) e Saunders (1988), são obtidas através da média aritmética entre a temperatura média do fluido e a temperatura média da parede.

De acordo com a geometria do permutador o coeficiente global de transmissão de calor, é dado por:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{t}{k_a} + \frac{1}{h_q}} \quad (2.37)$$

onde  $h_q$  e  $h_f$  representam os coeficientes de convecção dos fluidos quente e frio, respectivamente,  $t$  a espessura de cada placa e  $k_a$  a condutividade do material de que, neste trabalho, são feitas as placas (aço).

Quanto às capacidades caloríficas dos fluidos, o número de unidades de transferência de calor, a relação entre as capacidades caloríficas (mínima e máxima), a eficiência, as temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do processo de transmissão de calor, a diferença média logarítmica de temperaturas, a potência térmica, as temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do permutador de calor de placas, foram determinadas através das equações 2.29, 2.30, 2.9, 2.10, 2.31 ou 2.32, 2.25 e 2.26 ou 2.27 e 2.28, 2.4, 2.3, 2.23 e 2.24, respectivamente.

### **2.5.2. Modelo analítico S de perda de carga dos fluidos quente e frio**

As variáveis de saída do modelo analítico S de perda de carga de cada um dos fluidos em contacto térmico no interior do permutador de calor de placas, foram determinadas, iterativamente, segundo a seguinte sequência de cálculo:

1. Factor de atrito de Fanning ( $f_{ch}$ ) no interior dos canais e a correspondente perda de carga no interior dos canais;
2. Perda de carga localizada nos orifícios de entrada e de saída nos canais;
3. Perda de carga distribuída no interior dos tubos de entrada e de saída dos fluidos no permutador de calor de placas;
4. Perda de carga localizada nas singularidades existentes ao longo dos tubos de entrada e de saída dos fluidos no permutador de calor de placas;
5. Perda de carga total dos fluidos quente e frio.

De forma a ilustrar a referida sequência de cálculo, na figura 2.4 apresenta-se o fluxograma do programa desenvolvido para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas.



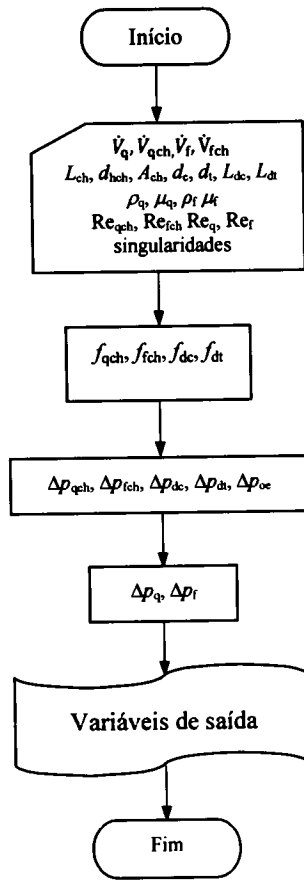


Fig. 2.4 – Fluxograma do programa para obtenção das variáveis de saída do modelo analítico S de perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas.

Segundo Saunders (1988), o factor de atrito de Fanning ( $f_{ch}$ ) no interior dos canais, é dado por:

$$f_{ch} = \frac{k_{ch}}{Re_{ch}^z} \quad (2.38)$$

se:

$Re_{ch} < 10,$	$k_{ch} = 50;$	$z = 1$
$10 < Re_{ch} < 100,$	$k_{ch} = 19,4;$	$z = 0,589$
$Re_{ch} > 100,$	$k_{ch} = 2,99$	$z = 0,183$

onde  $k_{ch}$  assume valores de acordo com intervalo de variação do número de Reynolds.

Assim, a perda de carga dos fluidos no interior dos canais ( $\Delta p_{ch}$ ), é dada por (Saunders, 1988):

$$\Delta p_{ch} = \frac{2 f_{ch} L_{ch} \rho}{d_{hch} A_{ch}^2} \dot{V}_{ch}^2 \quad (2.39)$$

onde  $f_{ch}$  representa o factor de atrito no interior dos canais,  $L_{ch}$  o comprimento característico dos canais,  $\rho$  a massa específica do fluido, calculada à temperatura média da película,  $d_{hch}$  o diâmetro hidráulico dos canais,  $A_{ch}$  a secção de escoamento por canal e  $\dot{V}_{ch}$  o caudal volumétrico de fluido por canal.

As perdas de carga localizadas nos orifícios de entrada e de saída dos canais ( $\Delta p$ ), são dada por (Saunders, 1988):

$$\Delta p = \frac{10,4 \rho}{\pi^2 d_c^4} \dot{V}^2 \quad (2.40)$$

O factor de atrito (Fanning) no interior dos tubos de entrada e de saída do permutador de calor de placas ( $f$ ), é dado por (Saunders, 1988):

se:

$$\text{Re} > 2100, \quad f = 0,0035 + \frac{0,264}{\text{Re}^{0,42}} \quad (2.41)$$

$$a = 0,14 \quad (2.42)$$

$$\text{Re} < 2100 \quad f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (2.43)$$

$$a = 0,25 \quad (2.44)$$

onde o número de Reynolds é determinado à temperatura média da película.

Logo, as perdas de carga distribuídas dos fluidos no interior dos tubos de entrada e de saída do permutador de calor de placas ( $\Delta p$ ), serão dadas por (Saunders, 1988):

$$\Delta p = \frac{2 \times 32 f L \rho}{\pi^2 d_t^5 \left( \frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^a} \dot{V}^2 \quad (2.45)$$

onde, relativamente aos tubos de entrada e de saída,  $f$  representa o factor de atrito,  $L$  o comprimento,  $\rho$  a massa específica do fluido,  $d$  o diâmetro,  $\mu_m$  a viscosidade do fluido determinada à sua temperatura média,  $\mu_p$  a viscosidade do fluido determinada à temperatura da parede e  $\dot{V}$  o caudal de fluido.

Segundo Quintela (1981), Daugherty (1985), Miller (1986) e Manzanares (1989), a perda de carga localizada dos fluidos no interior dos tubos de entrada e de saída, são dadas por:

$$\Delta p = \frac{8 \rho k_{pc}}{\pi^2 d^4} \dot{V}^2 \quad (2.46)$$

onde  $k_{pc}$  representa o coeficiente de resistência das singularidades existentes nos tubos de entrada e de saída do permutador de calor de placas

Então, a perda de carga total de cada um dos fluidos ( $\Delta p$ ), é dada por:

$$\Delta p = \Delta p_{ch} + \Sigma \Delta p \quad (2.47)$$

onde  $\Delta p_{ch}$  representa a perda de carga no interior dos canais formados pelas placas e  $\Sigma \Delta p$  o somatório das restantes perdas de carga (orifícios de entrada e de saída dos canais e perdas de carga distribuídas e localizadas nos tubos de entrada e de saída no permutador de calor de placas).

## 2.6. Modelo analítico $S_m$ do permutador de calor de placas

Tendo em atenção o exposto por vários autores, nomeadamente, por Raju e Chand (1980), os quais sugerem que “cada permutador de calor tem o seu próprio modelo e, conseqüentemente, as suas próprias equações”, nesta dissertação, com o objectivo de melhorar as previsões, estabeleceram-se novas expressões para o número de Nusselt e para o factor de atrito no interior dos canais, as quais permitissem representar, satisfatoriamente, o comportamento do permutador de calor de placas em análise.

Dado que este novo modelo foi desenvolvido com base em resultados experimentais e em resultados obtidos através das correlações apresentadas por Saunders (1988), considerou-se apropriada a designação de modelo analítico  $S_m$ , o qual foi construído admitindo as mesmas hipóteses admitidas para o modelo analítico  $S$ , expostas no subcapítulo 2.5.

Tal como o modelo analítico  $S$ , a construção do modelo analítico  $S_m$  do permutador de calor de placas foi decomposto nos seguintes sub-modelos:

- Modelo de transmissão de calor entre os dois fluidos;
- Modelo de perda de carga de cada um dos fluidos.

O modelo analítico  $S_m$  de transmissão de calor entre os dois fluidos foi construído com base na nova correlação obtida para o número de Nusselt, a qual foi determinada segundo a seguinte sequência de cálculo:

1. Obtenção experimental dos números de Nusselt, de Prandtl e de Reynolds por canal;
2. Adopção de um expoente  $n=0,333$  para o número de Prandtl;
3. Determinação da grandeza  $Nu^* = \frac{Nu}{Pr_{ch}^{0,333}}$ ;
4. Representação gráfica de  $Nu^* = f(Re_{ch})$ ;
5. Ajustamento de uma curva de potência, pelo método dos mínimos quadrados, aos pontos resultantes da representação gráfica anterior;
6. Obtenção de uma nova correlação para o número de Nusselt com a forma da equação (2.36).

A obtenção desta nova correlação para o número de Nusselt em função dos números de Reynolds e de Prandtl por canal, aplicável ao permutador de calor de placas em estudo, é efectuada no subcapítulo 4.2.

Para a determinação das variáveis de saída do modelo analítico  $S_m$  de transmissão de calor entre os dois fluidos em contacto térmico no interior do permutador de calor de placas adoptou-se uma sequência de cálculo idêntica à utilizada no modelo analítico  $S$  de transmissão de calor descrita em 2.5.1.

O modelo analítico  $S_m$  de perda de carga de cada um dos fluidos foi construído com base na nova correlação obtida para o factor de atrito no interior dos canais, a qual foi determinada segundo a seguinte sequência de cálculo:

1. Obtenção experimental da perda de carga de cada um dos fluidos no permutador de calor de placas;
2. Determinação da perda de carga de cada um dos fluidos no interior dos canais;
3. Determinação do factor de atrito no interior dos canais;
4. Representação gráfica do factor de atrito dos correspondentes números de Reynolds no interior dos canais;
5. Ajustamento de uma curva de potência, pelo método dos mínimos quadrados, aos pontos resultantes da representação gráfica anterior;

6. Obtenção de uma nova correlação para o factor de atrito no interior dos canais com a forma da equação (2.36).

A obtenção desta nova correlação para o factor de atrito no interior dos canais em função do número de Reynolds por canal, aplicável ao permutador de calor de placas em estudo, é efectuada no subcapítulo 4.2.

Para a determinação das variáveis de saída do modelo analítico  $S_m$  de perda de carga de cada um dos fluidos em contacto térmico no interior do permutador de calor de placas adoptou-se uma sequência de cálculo idêntica à utilizada no modelo analítico  $S$  de perda de carga descrita em 2.5.2.

## **2.7. Simulações numéricas**

Dado que ao funcionamento de um permutador de calor está intimamente associado o facto de existirem fluidos em escoamento com temperaturas diferentes e, consequentemente, com transmissão de calor, a modelação de permutadores de calor, para além de outras relações termodinâmicas, baseia-se nas equações que traduzem o comportamento dos fluidos envolvidos.

O problema em estudo consiste na solução numérica de um sistema de equações composto pelas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento linear e da energia, aplicadas ao domínio em estudo (permutador de calor de placas) e em regime permanente.

Nos escoamentos turbulentos existem flutuações nos campos de velocidade, as quais provocam flutuações nas grandezas transportadas. Segundo, por exemplo, Peric et al. (1966), Patankar (1980) e Fluent (2001a), o modelo de turbulência a adoptar é função de vários factores, tais como a configuração do escoamento, precisão pretendida, os recursos computacionais e tempo disponível para a simulação.

Segundo Fluent (2001a), para cálculos de engenharia recomenda-se que os modelos convencionais de turbulência utilizem a aproximação RANS (“Reynolds-Average Navier Stokes”), na qual, entre os modelos utilizados, assume particular relevância o modelo  $k - \varepsilon$  e suas variantes.

Tendo em atenção a configuração do escoamento dos fluidos no interior do permutador de calor de placas em estudo, de acordo com Peric et al. (1966), Patankar (1980) e Shih et al. (1995), avaliando todos estes factores, o modelo de turbulência adoptado foi o  $k - \varepsilon$  “realizable”.

O modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  é um dos modelos mais utilizados na solução de problemas de engenharia e tem sido validado para uma grande variedade de escoamentos, incluindo escoamentos em canais e escoamentos exteriores de camada limite (Peric et al., 1966; Patankar, 1980; Fluent, 2001a).

O modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  é um modelo semi-empírico que utiliza a aproximação RANS, no qual as variáveis instantâneas nas equações de Navier-Stokes são decompostas em componentes médias e respectivas flutuações. Assim, para as componentes da velocidade e das quantidades escalares ter-se-á, respectivamente:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.48)$$

$$\phi = \bar{\phi} + \phi \quad (2.49)$$

onde  $\bar{u}_i$  e  $u'_i$  representam, respectivamente, as componentes média e instantânea da velocidade ( $i = 1, 2, 3$ ) e  $\phi$  representa um escalar (pressão ou energia).

O modelo de turbulência  $k - \varepsilon$  caracteriza-se por duas equações representativas dos efeitos de transporte (convecção e difusão) da energia cinética turbulenta. As grandezas transportadas são a energia cinética turbulenta ( $k$ ) e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ).

Tendo em atenção que o permutador de calor de placas é estudado em regime permanente, as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento assumem, respectivamente, a forma:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.50)$$

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (2.51)$$

onde  $\rho$  representa a massa específica do fluido,  $p$  representa a pressão estática,  $\mu$  o coeficiente de viscosidade dinâmica,  $\delta$  o índice de Kronecker, o termo do segundo membro entre parêntesis rectos representa o tensor de tensões ( $\tau_{ij}$ ) e o termo  $-\rho \overline{u'_i u'_j}$  representa os efeitos da turbulência (tensões de Reynolds).

O modelo  $k - \varepsilon$  “realizable”, uma variante do modelo  $k - \varepsilon$  “standard”, foi proposto por Shih et al. (1995). As equações de transporte da energia cinética turbulenta ( $k$ ) e da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) são, respectivamente, dadas por (Fluent, 2001a):

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (2.52)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (2.53)$$

onde:

$$C_1 = \max \left[ 0,43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (2.54)$$

$$\eta = \frac{SK}{\varepsilon} \quad (2.55)$$

Nas equações anteriores  $\mu_t$  representa a viscosidade turbulenta,  $G_k$  a produção de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média,  $G_b$  a produção de energia cinética turbulenta devido à impulsão,  $Y_M$  o contributo da taxa de flutuação da dilatação compressível em relação à dissipação global,  $C_2$  e  $C_{1\varepsilon}$  são constantes do modelo e  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são os números de Prandtl relativamente a  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente. Nas simulações numéricas do permutador de calor de placas estudado nesta dissertação consideraram-se nulos os efeitos  $G_b$  e  $Y_M$ .

As constantes do modelo são estabelecidas de modo a assegurar que o modelo tenha um bom comportamento, tomando os seguintes valores:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; \quad C_2 = 1,9; \quad \sigma_k = 1,0; \quad \sigma_\varepsilon = 1,2$$

A viscosidade turbulenta é calculada a partir da expressão (Fluent, 2001a):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.56)$$

na equação anterior  $C_\mu$  assume normalmente o valor de 0,09.

A produção de energia cinética turbulenta ( $G_k$ ) é dada por:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.57)$$

A equação da energia é modelada utilizando o conceito da analogia de Reynolds aplicada à quantidade de movimento turbulento. Assim, para escoamento permanente, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) + S_h \quad (2.58)$$

onde  $E$  representa a energia total,  $k_{\text{eff}}$  a condutividade térmica efectiva,  $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$  o tensor de tensões e  $S_h$  as fontes internas de calor, as quais, no permutador de calor de placas em estudo, foram consideradas nulas.

O tensor de tensões é definido por:

$$(\tau_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (2.59)$$

A condutividade térmica efectiva é dada por:

$$k_{\text{eff}} = k + k_t = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (2.60)$$

onde a condutividade térmica turbulenta ( $k_t$ ) é definida de acordo com o modelo de turbulência utilizado, o qual no presente estudo é o modelo  $k - \varepsilon$  “realizable”. Na equação anterior, o número de Prandtl turbulento assume, normalmente, o valor de 0,85.

Os escoamentos turbulentos são significativamente afectados pela presença de paredes (a velocidade média é afectada pela condição de velocidade nula junto às paredes). Numa região afastada da parede a turbulência aumenta rapidamente através da produção de energia cinética turbulenta devido aos elevados gradientes da velocidade média.



Face ao tipo de escoamento, nas imediações da parede adoptou-se o modelo de duas camadas, o qual consiste em dividir a região adjacente à parede em duas sub-regiões. A sub-região dominada pelos efeitos viscosos e a sub-região dominada pela turbulência. A separação entre estas duas sub-regiões é função da distância à parede, a qual se baseia no valor do número de Reynolds turbulento ( $Re_y$ ), dado por:

$$Re_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu_t} \quad (2.61)$$

onde  $y$  representa a distância normal à parede,  $k$  a energia cinética turbulenta e  $\mu_t$  a viscosidade turbulenta.

Na sub-região turbulenta ( $Re_y > 200$ ) é utilizado o modelo descrito pelas equações (2.52) a (2.60). Na sub-região afectada pelos efeitos viscosos (camada mais próxima da parede onde  $Re_y < 200$ ) é utilizado o modelo de uma equação de Wolfstein (*cit. in* Fluent, 2001a), no qual, para a quantidade de movimento e a para a energia cinética turbulenta ( $k$ ), são utilizadas as equações (2.52) a (2.60). No entanto, a viscosidade turbulenta ( $\mu_t$ ) e a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta ( $\varepsilon$ ) são calculadas da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{k} l_\mu \quad (2.62)$$

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (2.63)$$

As escalas de comprimento existentes nestas duas últimas equações são dadas por:

$$l_\mu = C_l y \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\mu}\right) \right] \quad (2.64)$$

$$l_\varepsilon = C_l y \left[ 1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\varepsilon}\right) \right] \quad (2.65)$$

As constantes que aparecem nestas últimas equações foram estabelecidas por Chen e Patel (*cit. in* Fluent, 2001a) e assumem os valores:

$$C_l = k C_\mu^{-3/4}, \quad A_\mu = 70, \quad A_\varepsilon = 2 C_l$$

As simulações numéricas foram efectuadas através de um código comercial CFD (Fluent, 2001a) e, tendo em atenção o exposto em WS Altkins Consultants and Members of the NSC (2004), utilizou-se o método dos volumes finitos para

discretização espacial das equações que modelam o comportamento dos fluidos, o qual consiste em:

- Divisão do domínio em volumes de controlo discretos, utilizando uma malha;
- Integração das equações, para cada um dos volumes de controlo, por forma a construir-se um sistema de equações algébricas para as variáveis dependentes (incógnitas), tais como velocidades, pressão e temperatura;
- Linearização das equações discretizadas e solução do sistema de equações lineares, de modo a obterem-se os valores das variáveis dependentes.

O método de solução adoptado foi o segregado, ou seja as equações que regem o fenómeno em estudo são resolvidas sequencialmente. Como as equações que modelam o fenómeno são não lineares, as propriedades dependem das variáveis e as equações estão acopladas, a solução é obtida através de um processo iterativo até satisfazer o critério de convergência.

Cada iteração é composta pelos seguintes passos:

1. Actualização das propriedades dos fluidos com base nos valores calculados;
2. Resolução das equações da quantidade de movimento utilizando os valores calculados de forma a actualizar o campo de velocidades;
3. Como as velocidades obtidas não satisfazem a equação da continuidade, a partir desta equação e das equações da quantidade de movimento linearizadas, é determinada uma equação para correcção da pressão. Esta equação de correcção da pressão é resolvida, obtendo-se, de forma iterativa, as necessárias correcções para a pressão e para os campos de velocidade até que a equação da continuidade seja satisfeita;
4. Resolução da equação da conservação da energia, utilizando os valores previamente actualizados das outras variáveis;
5. Verificação dos critérios de convergência.

A linearização das equações foi efectuada de maneira implícita, ou seja para uma determinada variável o seu valor é calculado utilizando uma relação que inclui os valores aproximados que essa mesma variável assume nos volumes vizinhos. Assim, cada incógnita aparece no sistema em mais do que uma equação e estas são resolvidas simultaneamente de modo a obter-se a solução.

Uma vez que os escoamentos são estudados em regime permanente, o método de acoplamento pressão-velocidade adoptado foi o “SIMPLE” (“Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations”) (Patankar e Spalding, 1972; Patankar, 1980).

### **2.7.1. Domínio de cálculo e condições de fronteira adoptadas**

Tanto a geometria das placas do permutador de calor de placas como a malha foram construídas utilizando a aplicação Gambit (Fluent, 2001b; 2001c; 2001d), o qual é o pré-processador utilizado pelo Fluent (2001a).

Antes de resolver o problema em estudo, foram resolvidos problemas mais simples de escoamentos isotérmicos incompressíveis em canais rectangulares, relativamente aos quais estão disponíveis resultados numéricos e experimentais em regime turbulento (Rokni et al., 1998), utilizando-se parâmetros de malha idênticos aos utilizados para resolver o problema em estudo.

Este procedimento teve como objectivo validar os pressupostos e métodos a adoptar nas simulações numéricas do permutador de calor de placas em análise, tendo-se verificado boa concordância entre as previsões obtidas através de simulação numérica e os valores experimentais publicados.

Quanto à malha utilizada nas simulações numéricas efectuadas, na zona central dos canais adoptou-se uma malha estruturada composta por elementos hexaédricos e nas zonas junto aos orifícios de entrada e de saída adoptou-se uma malha não estruturada constituída por elementos tetraédricos, cujo aspecto está representado na figura 2.5.

Na construção do modelo geométrico pretendeu-se simular o funcionamento de dois canais, trocando calor entre si, representativos do permutador de calor de placas ensaiado, o qual funciona com uma distribuição de fluidos em paralelo, escoando-se em contra-corrente, com um arranjo em U.



Fig. 2.5 – Aspecto da malha adoptada nas simulações numéricas tridimensionais efectuadas, segundo um plano  $[x, y]$ .

Para a simulação numérica do funcionamento do permutador de calor de placas adoptaram-se as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas com corrugações cónicas inclinadas de um ângulo de  $23,3^\circ$ , um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número infinito de placas);

- Condições de fronteira. Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidades uniformes, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ . Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica, energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ . Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos) adiabáticas. Planos de simetria do canal de fluido frio: condições periódicas;

Para o domínio de cálculo e condições de fronteira adoptadas para simular o funcionamento do permutador de calor de placas, obteve-se uma malha constituída por cerca de 650000 volumes, variando entre  $6,6 \times 10^{-13} \text{ m}^3$  e  $1,3 \times 10^{-8} \text{ m}^3$ , com um volume total de  $2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ , cujo domínio computacional está esquematizado na figura 2.6.

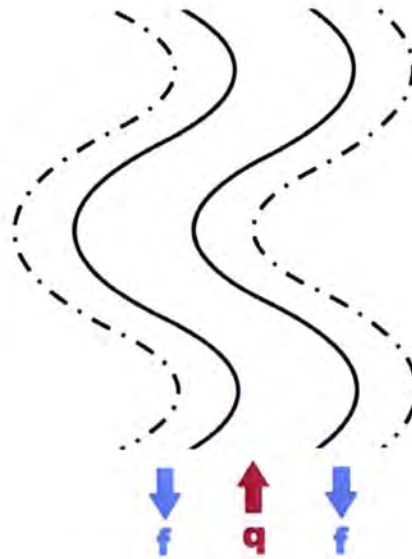


Fig. - 2.6 – Esquema do domínio computacional relativo ao permutador de calor de placas corrugadas, um canal de fluido quente e dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, segundo um plano  $[y, z]$ .

A monitorização da convergência do cálculo iterativo foi efectuada através dos resíduos das equações. Os valores máximos adoptados para os resíduos foram de  $10^{-5}$  para a equação da continuidade e para as equações de conservação da quantidade de movimento linear, de  $10^{-3}$  para a equação da energia cinética turbulenta e para a equação da taxa de dissipação de energia cinética turbulenta e de  $10^{-7}$  para a equação da energia.

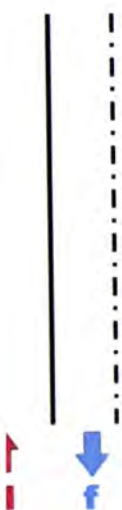
### **2.7.2. Influência do domínio de cálculo e das condições de fronteira**

Através de simulação numérica foi avaliada a influência do domínio de cálculo e das condições de fronteira adoptadas no desempenho do permutador de calor de placas estudado. Assim, relativamente às hipóteses consideradas no subcapítulo anterior, efectuaram-se outras quatro simulações numéricas, mantendo o escoamento tridimensional em regime permanente, a distribuição uniforme dos caudais de ambos os fluidos pelos canais, as condições de fronteira nos orifícios de entrada, de saída, nas juntas de vedação e na região das extremidades das placas (topos), mas com as seguintes alterações:

- Permutador de calor com placas planas, formado por um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número infinito de placas) e com planos de simetria do canal de fluido frio com condições de fronteira periódicas. Com esta configuração avaliou-se a influência das corrugações das placas;
- Permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, com as placas exteriores dos dois canais consideradas adiabáticas. Com esta configuração avaliou-se a influência das condições de fronteira;
- Permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, com placas exteriores dos dois canais considerados adiabáticas. Com esta configuração avaliou-se a influência conjunta das corrugações das placas e das condições de fronteira;
- Permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio e com planos de simetria do canal de fluido frio com condições de fronteira periódicas, mas sem os topos. Com esta configuração avaliou-se a influência dos topos das placas (muitas vezes desprezados noutros estudos, e. g. Rokni et al., 1998).

Na simulação da configuração do permutador de calor com placas planas, constituído por um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (condições de fronteira periódicas), obteve-se uma malha constituída por cerca de

$3$  e  $4,2 \times 10^{-9} \text{ m}^3$ , com um volume total de  
 esquematizado na figura 2.7.



tivo ao permutador de calor com placas planas, um  
 canais de fluido frio, com condições de fronteira

le calor com placas corrugadas, constituído  
 r com um canal de fluido frio (condições de  
 constituída por cerca de 630000 volumes,  
 com um volume total de  $1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ , cujo  
 na figura 2.8.



relativo ao permutador de calor com placas  
 um canal de fluido frio, com condições de fronteira

Para a simulação do permutador de calor com placas planas, constituído por um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio (condições de fronteira adiabáticas), obteve-se uma malha constituída por cerca de 185000 volumes, variando entre  $1,2 \times 10^{-12} \text{ m}^3$  e  $2,3 \times 10^{-7} \text{ m}^3$ , com um volume total de  $1,2 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ , cujo domínio computacional está representado na figura 2.9,

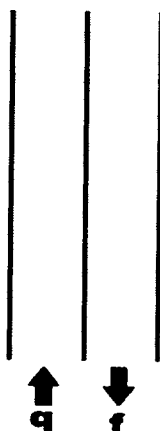


Fig. 2.9 – Esquema do domínio computacional relativo ao permutador de calor de placas planas, um canal de fluido quente e um canal de fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas, segundo um plano  $[y, z]$ .

Na simulação do permutador de calor com placas corrugadas, constituído por um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, sem os topos (condições de fronteira periódicas), obteve-se uma malha constituída por 408840 volumes, com um volume mínimo de  $1,3 \times 10^{-11} \text{ m}^3$ , um volume máximo de  $8,1 \times 10^{-8} \text{ m}^3$  e um volume total de  $2,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ .

De modo a poderem-se comparar os resultados numéricos com os resultados experimentais, relativamente aos orifícios de entrada de fluido nos canais impuseram-se 12 diferentes temperaturas e velocidades de escoamento idênticas a algumas das temperaturas e caudais volumétricos utilizados nos ensaios experimentais. Estas 12 condições impostas foram escolhidas por se considerar serem as mais representativas dos ensaios realizados.

Quanto à variação das propriedades físicas dos fluidos com a temperatura, no caso de condições de fronteira adiabáticas considerou-se a hipótese de propriedades físicas



variáveis. No caso de condições de fronteira periódicas consideraram-se propriedades físicas constantes, por imposição do próprio código comercial utilizado.

## 2.8. Critérios de validação dos modelos

Um modelo considera-se validado quando a aproximação entre os comportamentos observado e previsto satisfaça determinados critérios pré-definidos. Assim, a validação dos modelos foi efectuada através da comparação, na forma de desvios percentuais, para cada condição de ensaio, entre os valores das grandezas previstas pelos modelos e os valores das correspondentes grandezas obtidas experimentalmente.

Para os valores de cada uma das grandezas obtidas com base experimental, estes desvios percentuais foram determinados através da seguinte expressão geral:

$$\text{desvio} = \frac{\text{valor previsto} - \text{valor observado}}{\text{valor observado}} \times 100 \quad [\%] \quad (2.67)$$

Quanto ao critério de validação dos modelos analíticos desenvolvidos para o processo de transmissão de calor, seguiu-se o valor sugerido por Zakauskas (1989), ou seja, para as grandezas características do processo de transmissão de calor entre os dois fluidos, consideraram-se aceitáveis desvios máximos, entre os comportamentos observados e previstos, de  $\pm 15\%$ .

É de notar que relativamente às grandezas características do processo de transmissão de calor e para modelos de permutadores de calor, Taborek (1983) admite como aceitáveis desvios até valores da ordem de  $\pm 25\%$  e Soumerai (1987) admite como aceitáveis desvios até valores da ordem de  $\pm 40\%$ , considerando, no entanto, que o desvio mais provável se deverá situar na faixa de  $\pm 20\%$ .

Para o critério de validação dos modelos desenvolvidos para a perda de carga do permutador de calor de placas, seguiu-se o valor sugerido por Soumerai (1987), ou seja, para a perda de carga dos fluidos quente e frio através do permutador de calor de placas,

consideraram-se satisfatórios desvios máximos, entre os comportamentos observados e previstos, de  $\pm 30\%$ . É de notar que, relativamente a modelos de perda de carga em permutadores de calor, Taborek (1983) admite como aceitáveis desvios até valores de cerca de  $\pm 40\%$ .

## **CAPÍTULO 3**

### **RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

Este capítulo tem como principais objectivos a descrição geral da instalação utilizada para realizar os ensaios experimentais, a caracterização dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular ensaiados, descrição da instrumentação utilizada, registo dos valores das grandezas medidas experimentalmente, determinação das grandezas experimentais e respectiva representação gráfica e determinação da incerteza experimental (absoluta e relativa), bem como respectivas contribuições mais relevantes para a referida incerteza experimental.

#### **3.1. Descrição geral da instalação experimental**

Em termos genéricos, o banco de ensaio de permutadores de calor existente nos laboratórios da ENIDH (Escola Superior Náutica Infante D. Henrique), GUNT WL 315C (GUNT, 1999), é constituído por vários tipos de permutadores de calor, sem mudança de fase (água/água) e possui dois circuitos distintos (água quente e água fria).

O circuito de água quente integra duas resistências de aquecimento, com uma potência total de 80 kW, colocadas no interior de um tanque, com um volume de 0,125 m<sup>3</sup> e uma bomba que proporciona a circulação da água quente, em circuito fechado, através do permutador de calor seleccionado. O circuito de água fria é alimentado directamente da rede pública, funcionando no sistema de água perdida.

Dos vários tipos de permutadores de calor incluídos no banco de ensaio anteriormente referido, constam um permutador de calor de placas, tipo SWEP GC-12PI, e um permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, tipo Bloksma P10-1P-L, cujas principais características estão referidas em 3.2.1 e 3.2.2, respectivamente.

## 3.2. Características dos permutadores de calor ensaiados

### 3.2.1. Permutador de calor de placas

O permutador de calor de placas, para além das placas metálicas estruturais de aperto do conjunto, é formado por dez placas corrugadas (“chevron plates”) em aço, separadas por juntas de vedação, conforme se representa na figura 3.1, onde os fluidos quente e frio são a água doce. A configuração destas juntas de vedação determinam quais os canais que são percorridos pelo fluidos quente e frio, estando colocadas de maneira que a região dos topos das placas se podem considerar termicamente isolados.

Na figura 3.1 estão ainda representadas as localizações dos sensores de temperatura e de pressão, bem como a localização dos orifícios de entrada e de saída dos fluidos quente e frio ( $q_e$ ,  $q_s$ ,  $f_e$  e  $f_s$ ), pelo que o escoamento dos fluidos no interior dos canais se pode considerar diagonal, e em contra-corrente.

Utilizando a nomenclatura adoptada por Raju e Chand (1980), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), o permutador de calor de placas possui as características apresentadas na tabela 3.1. Na figura 3.2 está representada, esquematicamente, uma das placas que o constitui.

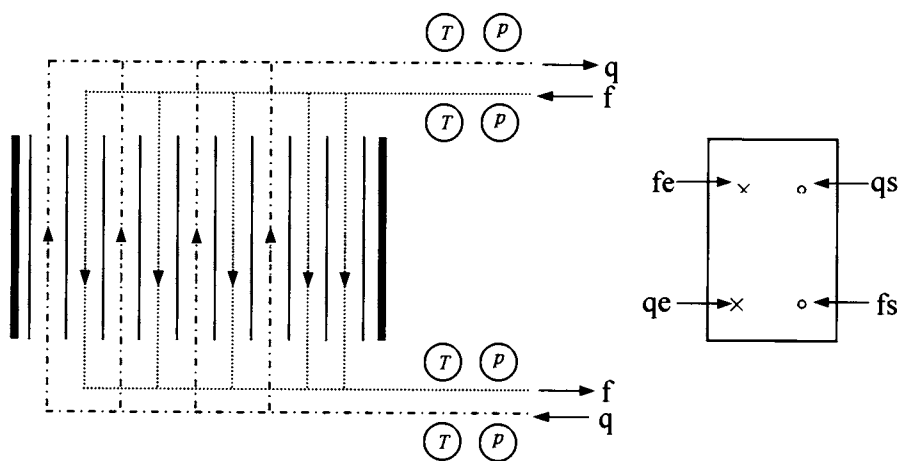


Fig. 3.1 - Representação esquemática do permutador de calor de placas.

Tabela 3.1 - Características do permutador de calor de placas

Número de placas que transferem calor	$n_p = 7$
Ângulo das corrugações (“chevron”)	$\beta = 23,3^\circ$
Arranjo do escoamento dos fluidos	<b>U</b> (contra-corrente)
Número de canais percorridos pelo fluido quente	$nc_q = 4$
Número de canais percorridos pelo fluido frio	$nc_f = 5$
Número de corrugações por placa	21
Comprimento (altura) de cada placa	$L_p = 0,360$ m
Comprimento efectivo (altura efectiva) de cada placa	$L_{ep} = 0,264$ m
Passo das corrugações de cada placa	$p = 0,0031$ m
Espessura de cada placa	$t = 0,0006$ m
Largura efectiva de cada placa	$w = 0,102$ m
Diâmetro interior dos orifícios de entrada/saída dos canais	$d_c = 0,030$ m
Diâmetro interior dos tubos de entrada/saída no permutador	$d_t = 0,0195$ m
Comprimento de tubo correspondente ao diâmetro $d_c$	$L_{dc} = 0,040$ m
Comprimento de tubo correspondente ao diâmetro $d_t$	$L_{dt} = 0,080$ m
Área de transferência de calor	$A_p = 0,22277$ m <sup>2</sup>
Área de transferência de calor por placa	$A_p = 0,03182$ m <sup>2</sup>
Secção de escoamento	$A_{ch} = 0,000255$ m <sup>2</sup>
Perímetro molhado	$P_{ch} = 0,0005966$ m
Espessura média de um canal	$b = 0,0025$ m
Diâmetro equivalente (hidráulico) de um canal	$d_{hch} = 0,0041858$ m

De acordo com Hewitt et al. (1884), toma-se, normalmente, como referência a projecção da área de transferência de calor segundo um plano vertical. Assim, a área de transferência de calor vem dada por:

$$A_p = n_p w \left( \frac{L_{ep} + L_p}{2} \right) \quad (3.1)$$

a que corresponde uma área de transferência de calor por placa de 0,03182 m<sup>2</sup>.

Dado que os fluidos possuem apenas uma passagem através do permutador, segundo Saunders (1988), o comprimento característico ( $L_{ch}$ ) dos canais é dado por:

$$L_{ch} = L_p \quad (3.2)$$

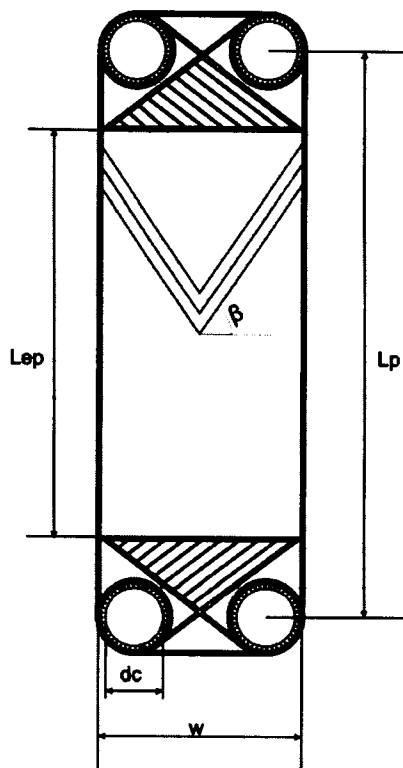


Fig. 3.2 – Esquema de uma placa do permutador de calor de placas.

Ainda segundo Saunders (1988), a secção de escoamento ( $A_{ch}$ ) e o perímetro molhado ( $P_{ch}$ ) relativo a um canal, são, respectivamente, dados por:

$$A_{ch} = b w \quad (3.3)$$

$$P_{ch} = 2(b + m w) \quad (3.4)$$

onde a espessura média de um canal ( $b$ ), é dada por:

$$b = p - t \quad (3.5)$$

Segundo Raju e Chand (1980) e Saunders (1988), devido ao facto das placas não serem planas (possuírem corrugações) deve considerar-se um aumento de comprimento, quantificável através de um factor (factor de aumento de comprimento  $m$ ), que normalmente varia entre os valores 1,15 e 1,21.

Tendo em atenção o tipo de placas e de acordo com as citadas referências, adoptou-se o valor  $m=1,17$ . Assim, o diâmetro hidráulico, ou diâmetro equivalente, de um canal ( $d_{hch}$ ), tendo em atenção as equações (3.3) e (3.4), é dado por:

$$d_{hch} = \frac{4 A_{ch}}{P_{ch}} \quad (3.6)$$

De acordo com o número de canais percorridos pelos fluidos quente e frio ( $nc_q$  e  $nc_f$ ), os respectivos caudais volumétricos por canal ( $\dot{V}_{qch}$  e  $\dot{V}_{fch}$ ), são dados por:

$$\dot{V}_{qch} = \frac{\dot{V}_q}{nc_q} \quad (3.7)$$

$$\dot{V}_{fch} = \frac{\dot{V}_f}{nc_f} \quad (3.8)$$

Sendo as placas do permutador em aço, de acordo com Raznjevic (1976) e Quintela (1981), adoptaram-se para a condutividade térmica e para a rugosidade absoluta, respectivamente, os valores de  $k_a=0,017$  kW/mK e de  $r_a=0,000025$  m.

Dado que os vértices das corrugações das placas apontam todos para o mesmo lado, a secção de escoamento dos fluidos, no interior do permutador de calor de placas, tem a forma rectangular, de dimensões  $b$  e  $w$ .

### **3.2.2. Permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular**

Com o objectivo de comparar as afirmações de vários autores, nomeadamente Raju e Sand (1980), Gupta (1986), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), sobre o melhor desempenho dos permutadores de calor de placas face aos permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular e dentro das disponibilidades existentes, para condições de ensaio idênticas, registaram-se os valores das grandezas experimentais do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

O permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular é do tipo TEMA/AEL (1988), com uma passagem do fluido quente e uma passagem do fluido frio (1x1). O feixe tubular tem um arranjo triangular (quicôncio), é constituído por 59 tubos, dos quais 4 são esteios, e possui onze chicanas segmentadas, com corte horizontal, as quais determinam a trajectória do fluido exterior. O fluido frio (água) escoo no interior do feixe tubular (fluido interior) e, conseqüentemente, o fluido quente (igualmente água) escoo no exterior do referido feixe tubular (fluido exterior).

Na figura 3.3, representa-se, esquematicamente, o permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular ensaiado, bem como a localização dos sensores de temperatura e de pressão e de pressão.

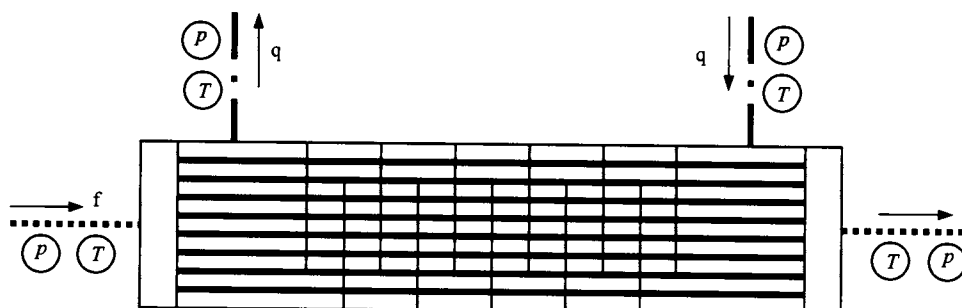


Fig. 3.3 – Representação esquemática do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

De acordo com nomenclatura adoptada por Taborek (1983) e Hewitt et al. (1994), o permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular possui as características apresentadas nas tabelas 3.2 e 3.3.

Tabela 3.2 – Características do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular (fluido interior).

Lado do fluido interior (fluido frio)	
Número de passagens	$N_{pt} = 1$
Número total de tubos (incluindo 4 tubos esteios)	$N_{tt} = 59$
Número de tubos que transferem calor	$N_t = 55$
Diâmetro interior de cada tubo	$d_i = 0,0063 \text{ m}$
Diâmetro exterior de cada tubo	$d_e = 0,00777 \text{ m}$
Comprimento de cada tubo	$L_t = 0,40 \text{ m}$
Diâmetro interior das caixas (anterior e posterior)	$d_{ic} = 0,088 \text{ m}$
Diâmetro interior dos orifícios (entrada/saída)	$d_{io} = 0,040 \text{ m}$
Espessura de cada tubo	$e_t = 0,000735 \text{ m}$
Secção de escoamento por tubo	$A_t = 0,000031 \text{ m}^2$
Diâmetro das circunferência que passa pelo eixo dos tubos exteriores do feixe tubular	$D_{ctf} = 0,07823 \text{ m}$
Distância entre o corpo e o feixe tubular	$L_{bb} = 0,004 \text{ m}$



Tabela 3.3 – Características do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular (fluido exterior).

Lado do fluido exterior (fluido quente)	
Número de passagens	$N_{ps} = 1$
Área de permuta de calor (referida a $d_e$ )	$A_p = 0,54 \text{ m}^2$
Diâmetro interior do corpo	$D_i = 0,09 \text{ m}$
Arranjo do feixe tubular	Triangular ( $30^\circ$ )
Passo do feixe tubular	$L_{tp} = 0,00975 \text{ m}$
Diâmetro da circunferência tangente exterior aos tubos	$D_{otl} = 0,086 \text{ m}$
Número de chicanas	$N_b = 11$ (segmentadas)
Distância entre chicanas na região central	$L_{bc} = 0,018 \text{ m}$
Distância da primeira e da última chicana aos espelhos	$L_{bi} = L_{bo} = 0,099 \text{ m}$
Altura das janelas das chicanas	$L_{bch} = 0,021 \text{ m}$
Número de linhas de tubos entre duas chicanas consecutivas com escoamento em correntes cruzadas	$N_{tcc} = 7$
Número de tubos atravessados pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana (transmissão de calor)	$N_{twtc} = 9$
Número de tubos atravessados pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana (perda de carga)	$N_{twpc} = 10$
Filas de tubos atravessadas pelo escoamento do fluido exterior na janela de uma chicana	$N_{tcw} = 2$
Folga diametral média entre os tubos e a chicana	$L_{tb} = 0,0001 \text{ m}$
Folga diametral média entre o corpo e as chicanas	$L_{sb} = 0,0002 \text{ m}$
Diâmetro interior dos orifícios de entrada/saída	$d_{nq} = 0,040 \text{ m}$
Passo efectivo dos tubos	$L_{tpef} = 0,004875 \text{ m}$
Secção de escoamento do fluido exterior entre duas chicanas consecutivas	$A_{scc} = 0,0006435 \text{ m}^2$

A espessura de cada tubo ( $e_t$ ) do feixe tubular, é dada por:

$$e_t = \frac{d_e - d_i}{2} \quad (3.9)$$

A secção de escoamento no interior de um tubo ( $A_i$ ) do referido feixe tubular, é dada por:

$$A_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (3.10)$$

O diâmetro da circunferência que passa pelo eixo dos tubos exteriores do feixe tubular ( $D_{ctl}$ ), é dado por:

$$D_{ctl} = D_{otl} - d_e \quad (3.11)$$

A distância entre o corpo e o feixe tubular ( $L_{bb}$ ), é dada por:

$$L_{bb} = D_i - D_{otl} \quad (3.12)$$

Para feixes tubulares, com arranjo triangular (quicôncio), o passo efectivo ( $L_{tpef}$ ), normal ao escoamento do fluido exterior, é dado por:

$$L_{tpef} = \frac{L_{tp}}{2} = 0,004875 \text{ m} \quad (3.13)$$

Tendo em atenção as equações (3.12) e (3.13), a secção de escoamento do fluido exterior, em correntes cruzadas, na zona central do tubular, entre duas chicanas consecutivas ( $A_{scc}$ ), é dada por:

$$A_{scc} = L_{bc} \left[ L_{bb} + \frac{D_{ctl}(L_{tp} - d_e)}{L_{tpef}} \right] = 0,0006435 \text{ m}^2 \quad (3.14)$$

Tendo em atenção as características geométricas deste permutador de calor, verifica-se que, dimensionalmente, não se enquadra perfeitamente nas normas TEMA (1988), nomeadamente no respeitante a:

- Diâmetro interior dos tubos;
- Diâmetro interior do corpo;
- Relação entre o passo transversal e o diâmetro exterior dos tubos (é cerca de 1,1, quando o mínimo recomendado é 1,25);
- Altura das janelas das chicanas (é cerca de 23% do diâmetro interior do corpo, quando o máximo recomendado é 20%).

Sendo os tubos do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe em cobre, segundo Raznjevic (1976) e Quintela (1981), as correspondentes conductibilidade térmica ( $\kappa_{cu}$ ) e rugosidade absoluta ( $r_{cu}$ ), são respectivamente 0,386 kW/mK e 0,000025 m.

### 3.3. Instrumentação

O banco de ensaio de permutadores de calor possui os seguintes instrumentos de medida:

- Dois caudalímetros do tipo de turbina associados aos circuitos de água quente e de água fria;
- Quatro indicadores digitais de temperatura, comuns a todos os permutadores de calor (dois para as temperaturas de entrada dos fluidos e dois para as temperaturas de saída dos fluidos);
- Quatro sensores de temperatura para cada um dos permutadores de calor (dois para as temperaturas de entrada dos fluidos e dois para as temperaturas de saída dos fluidos);
- Quatro termómetros analógicos para cada um dos permutadores de calor (dois para as temperaturas de entrada dos fluidos e dois para as temperaturas de saída dos fluidos);
- Dois manómetros de mercúrio de tubo em U.

Relativamente aos dois caudalímetros existentes, os mesmos foram calibrados através de várias pesagens da água acumulada num reservatório durante um determinado intervalo de tempo. Assim, obtiveram-se, para os fluidos quente e frio, respectivamente, entre os caudais volumétricos medidos ( $\dot{V}_{qm}$  e  $\dot{V}_{fm}$ ) e os caudais volumétricos considerados reais  $\dot{V}_q$  e  $\dot{V}_f$ , as seguintes relações:

$$\dot{V}_q = 1,02 \dot{V}_{qm} - 7,05 \quad [l/h] \quad (3.15)$$

$$\dot{V}_f = 1,02 \dot{V}_{fm} - 11,42 \quad [l/h] \quad (3.16)$$

Quanto aos manómetros, através dos quais se medi, para cada permutador de calor, a perda de carga relativa a cada um dos fluidos, não se procedeu a qualquer calibração, uma vez que o instrumento utilizado foi um manómetro de mercúrio de tubo em U, ou seja, considerou-se que os valores medidos da diferença de pressões, entre a entrada e a saída dos fluidos no permutador de calor, coincidiam com os valores reais.

Quanto aos termómetros digitais (sensores de temperatura e respectivos indicadores), através dos quais se mediram as temperaturas terminais de cada um dos fluidos, foram calibrados através de um termómetro padrão, procedendo-se ao ajuste dos respectivos reóstatos, existentes nos indicadores digitais. No entanto, as temperaturas experimentais adoptadas foram as obtidas através dos termómetros analógicos existentes, pois considerou-se que os valores assim obtidos estariam menos sujeitos a erros.

Os quatro termómetros analógicos do permutador de placas, foram calibrados através de um termómetro padrão, tendo-se obtido, para os fluidos quente e frio, respectivamente, entre as temperaturas medidas (indicadas pelos dispositivos de medição  $T_{qem}$ ,  $T_{fem}$ ,  $T_{qsm}$  e  $T_{fsm}$ ) e as temperaturas consideradas reais ( $T_{qe}$ ,  $T_{fe}$ ,  $T_{qsp}$  e  $T_{fsp}$ ) as seguintes relações:

$$T_{qe} = 1,03 T_{qem} - 0,70 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.17)$$

$$T_{fe} = 1,07 T_{fem} - 2,94 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.18)$$

$$T_{qs} = 1,07 T_{qsm} - 2,21 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.19)$$

$$T_{fs} = 1,06 T_{fsm} - 1,61 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.20)$$

Os quatro termómetros analógicos do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular, foram calibrados através de um termómetro padrão, tendo-se obtido, para os fluidos quente e frio, respectivamente, entre as temperaturas medidas (indicadas pelo dispositivo de medição  $T_{qem}$ ,  $T_{fem}$ ,  $T_{qsm}$  e  $T_{fsm}$ ) e as temperaturas consideradas reais ( $T_{qe}$ ,  $T_{fe}$ ,  $T_{qs}$  e  $T_{fs}$ ) as seguintes relações de calibração:

$$T_{qe} = 1,02 T_{qem} - 0,77 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.21)$$

$$T_{fe} = 1,03 T_{fem} - 0,40 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.22)$$

$$T_{qs} = 1,04 T_{qsm} - 0,67 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.23)$$

$$T_{fs} = 1,02 T_{fsm} - 0,66 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.24)$$

### 3.4. Resultados experimentais

A partir das grandezas medidas experimentalmente determinou-se um outro conjunto de grandezas que caracterizam o permutador de calor de forma mais detalhada, possibilitando a validação dos modelos desenvolvidos, através da comparação dos valores obtidos.

As grandezas medidas experimentalmente são:

- Temperatura do fluido quente à entrada do permutador de calor ( $T_{qem}$ );
- Temperatura do fluido frio à entrada do permutador de calor ( $T_{fem}$ );
- Caudal volumétrico de fluido quente ( $\dot{V}_{qm}$ );
- Caudal volumétrico de fluido frio ( $\dot{V}_{fm}$ );
- Temperatura do fluido quente à saída do permutador de calor ( $T_{qsm}$ );
- Temperatura do fluido frio à saída do permutador de calor ( $T_{fsm}$ );
- Perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ).

As grandezas calculadas com base nas grandezas medidas experimentalmente, são:

- Diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD);
- Temperaturas médias dos fluidos quente e frio ( $T_{mq}$  e  $T_{mf}$ );
- Propriedades físicas dos fluidos quente e frio ( $c$ ,  $\mu$  e  $\rho$ );
- Potência térmica do permutador de calor ( $\dot{Q}$ );
- Coeficiente global de transmissão de calor ( $U$ );
- Números de Reynolds dos fluidos quente e frio ( $Re_q$  e  $Re_f$ );
- Números de Prandtl dos fluidos quente e frio ( $Pr_q$  e  $Pr_f$ );
- Capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio ( $C_q$  e  $C_f$ );
- Número de unidades de transferência de calor (NTU);
- Relação entre as capacidades caloríficas dos fluidos ( $r$ );
- Eficiência do permutador de calor ( $\varepsilon_{pc}$ ).

Relativamente ao permutador de calor de placas foram efectuados 45 ensaios, com os fluidos escoando, globalmente, em contra-corrente. Para o fluido quente (água), fez-se

variar o caudal de 100 a 500 l/h, com acréscimos de 100 l/h. Para o fluido frio (água), fez-se variar o caudal de 100 a 900 l/h, igualmente, com acréscimos de 100 l/h.

Para o permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular foram igualmente efectuados 45 ensaios mantendo-se os valores do caudal volumétrico iguais aos adoptados para o permutador de calor de placas.

No respeitante às temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio nos dois permutadores de calor, não foi possível mantê-las constantes ao longo dos ensaios

Para cada condição de ensaio e após se verificar que o regime permanente tinha sido atingido, o que em média demorava cerca de 10 a 15 minutos (em cada dois grupos de leituras efectuado, os desvios verificados, entre os valores de uma mesma grandeza, eram inferiores a  $\pm 10\%$ ), registaram-se os valores dos caudais, das pressões estáticas e das temperaturas e determinaram-se as grandezas calculadas com base nestas.

### **3.4.1. Permutador de calor de placas**

Relativamente aos resultados experimentais do permutador de placas, tendo em atenção o modelo adoptado (figura 2.2), dado que as temperaturas de saída registadas ( $T_{qsm}$  e  $T_{fsm}$ ) estavam referidas à saída do permutador, foi necessário determinar, com base experimental, as temperaturas à saída do processo de transferência de calor entre os dois fluidos ( $T_{qsp}$  e  $T_{fsp}$ ), as quais, conjuntamente com os caudais e com as temperaturas de entrada dos fluidos, constituíram as grandezas experimentais.

Para cada ensaio realizado, as grandezas calculadas com base nas grandezas medidas experimentalmente foram determinadas segundo a seguinte sequência de cálculo:

1. Caudais volumétricos de fluido quente e de fluido frio por canal;
2. Temperaturas dos fluidos quente e frio à saída do processo de transferência de calor, equações (2.25) e (2.26) ou (2.27) e (2.28) do subcapítulo 2.4;
3. Diferença média logarítmica de temperaturas;
4. Potência térmica do permutador de calor;

5. Coeficiente global de transmissão de calor;
6. Números de Reynolds e de Prandtl;
7. Capacidades caloríficas dos fluidos;
8. Eficiência e NTU;
9. Coeficientes de convecção e números de Nusselt.

É de notar que, de acordo com Cooper e Usher (1983), Kays e London (1984), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), para o factor de correcção da diferença média logarítmica de temperaturas, referido no subcapítulo 2.2., adoptou-se o valor unitário.

Relativamente à transmissão de calor entre os dois fluidos, os coeficientes de convecção com origem experimental, e, conseqüentemente, os correspondentes números de Nusselt, foram determinados a partir da combinação dos resultados experimentais com os resultados obtidos através das correlações propostas por “Saunders”, ou seja com base nas seguintes hipóteses:

- Validade da equação (2.37);
- A relação entre os coeficientes de convecção com origem experimental igual à relação entre os coeficientes de convecção obtidos através do modelo S.

Assim, dentro do intervalo dos números de Reynolds dos fluidos quente e frio, por canal ( $164 < Re_{qch} < 1432$  e  $132 < Re_{fch} < 876$ ), as grandezas obtidas experimentalmente, correspondentes aos principais parâmetros de desempenho do permutador de calor de placas, são apresentadas na tabela do Anexo A, bem como nas figuras 3.4 a 3.11.

Nas figuras 3.4 a 3.7 representam-se, graficamente, as variações da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU) e da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ), com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Por uma questão de clareza e para melhor evidenciar as referidas variações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de cerca de 500, 640 e 860, respectivamente. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

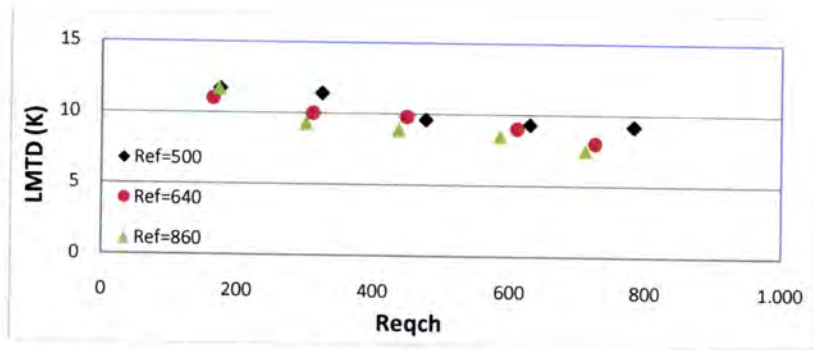


Fig. 3.4 - Variação de LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal fluido de quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais).

Da figura 3.4, verifica-se que os valores da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, apresentam tendência para diminuir com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

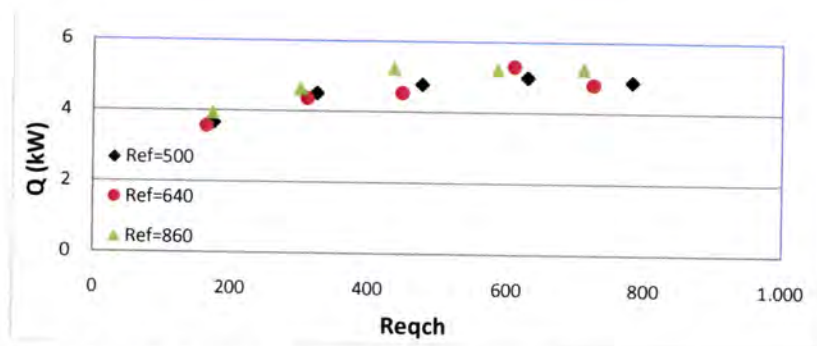


Fig. 3.5 - Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.5, verifica-se que os valores da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Relativamente à figura 3.6, verifica-se que os valores do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.



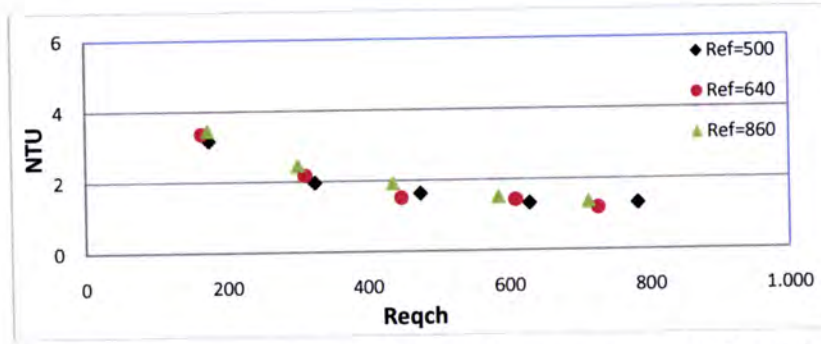


Fig. 3.6 - Variação do NTU do permutador de calor de placas com número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais).

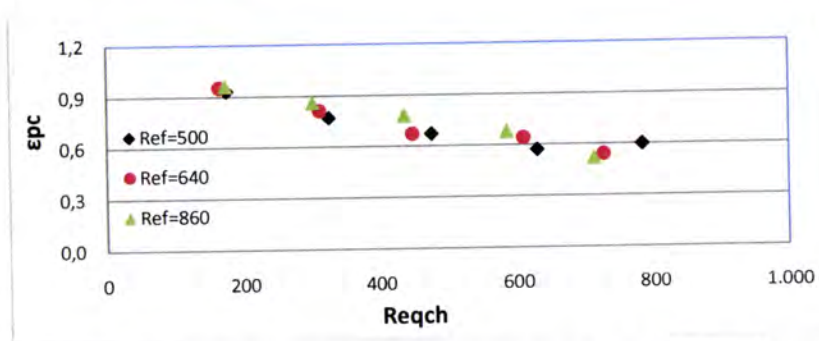


Fig. 3.7 - Variação da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860 (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.7, verifica-se que os valores da eficiência do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Nas figuras 3.8 a 3.11 representam-se graficamente as variações dos números de Nusselt dos fluidos quente ( $Nu_q$ ) e frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de placas com o número de Reynolds dos fluidos quente e frio no interior dos respectivos canais.

Relativamente à figura 3.8, verifica-se que os valores do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

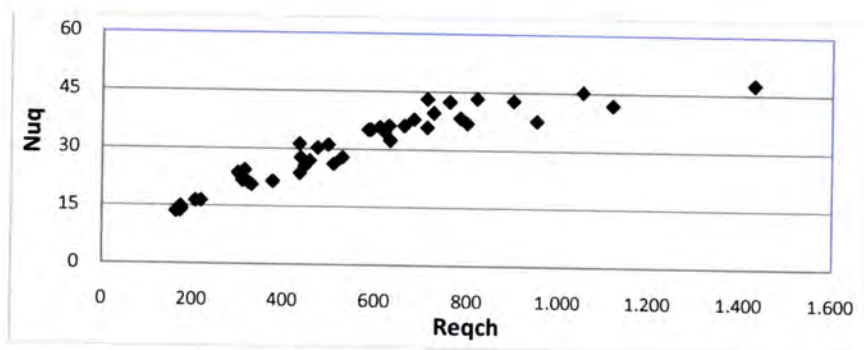


Fig. 3.8 - Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal (valores experimentais).

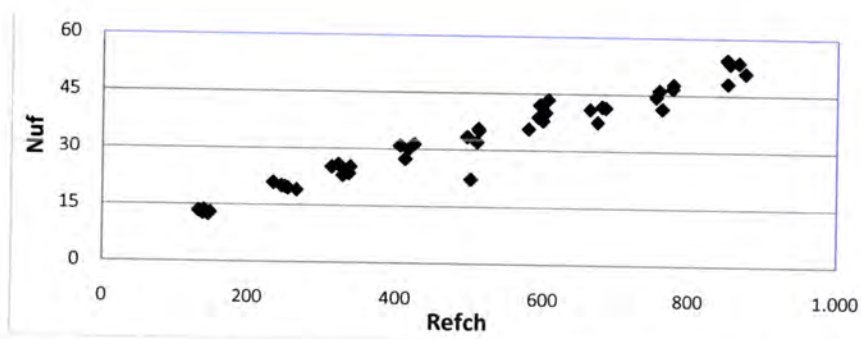


Fig. 3.9 - Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal (valores experimentais).

Na figura 3.9, verifica-se que os valores do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

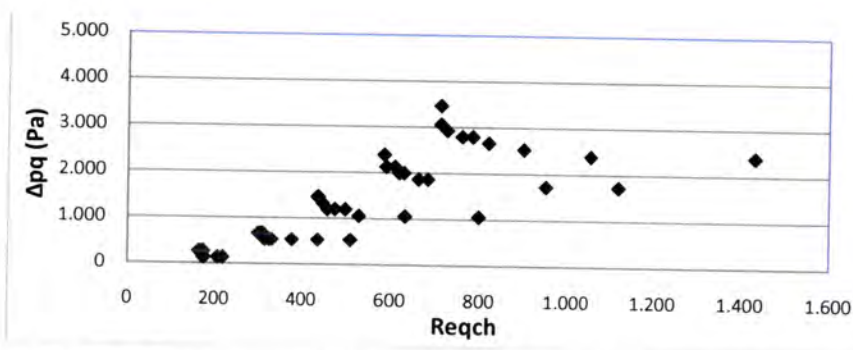


Fig. 3.10 - Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.10, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

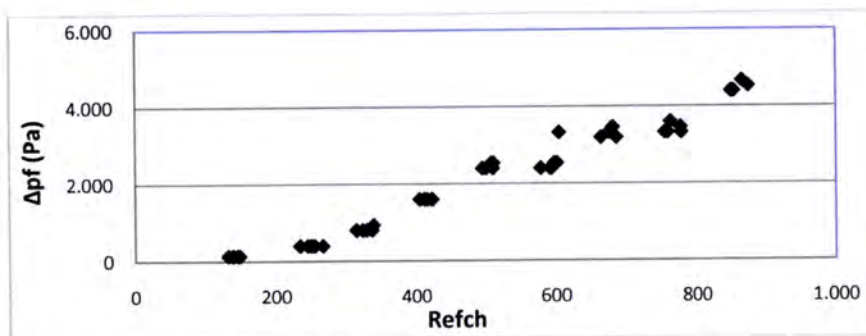


Fig. 3.11 - Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal (valores experimentais).

Na figura 3.11, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido frio no interior do permutador de calor de placas, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

Relativamente aos ensaios efectuados no permutador de calor de placas estudado, de acordo com Cooper e Usher (1983) e Saunders (1988), verifica-se que o escoamento dos fluidos quente e frio se efectua sempre em regime turbulento, pois os respectivos números de Reynolds assumem valores superiores a 100.

Tendo em atenção as condições dos ensaios e de acordo com as conclusões de Raju e Sand (1980), Cooper e Usher (1983), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), para valores do número de Reynolds no interior de canal de fluido frio da mesma ordem de grandeza, a evolução dos valores experimentais da diferença média logarítmica de temperaturas, da potência térmica, do número de unidades de transferência de calor e da eficiência térmica, com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, está de acordo com o esperado. Também a variação dos números de Nusselt dos fluidos quente e frio e da perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas, com o número de Reynolds no interior dos canais está de acordo com o expectável.

Durante os ensaios do permutador de calor de placas, observou-se que a perda de carga de qualquer dos fluidos variava com o caudal de ambos os fluidos, ou seja mantendo constante o caudal de um dos fluidos verificou-se que a respectiva perda de carga varia com o caudal do outro fluido. Como se pode verificar através da tabela apresentada no Anexo A e dos gráficos apresentados nas figuras 3.10 e 3.11, este facto é mais

acentuado para o fluido quente do que para o fluido frio. Assim, de acordo com os valores constantes na referida tabela, (por exemplo, relativamente aos ensaios 19, 22, 25 e 26), para um caudal de fluido quente de cerca de 300 l/h, verifica-se que a respectiva perda de carga regista os valores de 1066, 1200, 1333 e 1466 Pa, quando os caudais de fluido frio são, respectivamente, 100, 400, 700 e 800 l/h. Ainda de acordo com a mesma tabela (ensaios 7, 25 e 43), para um caudal de fluido frio de cerca de 700 l/h, verifica-se que a respectiva perda de carga regista os valores de 3199, 3332 e 3466 Pa, quando os caudais de fluido quente são, respectivamente, 100, 300 e 500 l/h.

Uma vez que não existiam fugas (as juntas vedavam perfeitamente), só se consegue explicar tal facto através de uma possível deformação das próprias placas, devido à variação da diferença de pressões entre as duas faces de uma mesma placa, a qual, por sua vez, se verificou poder ser função dos caudais que se escoam no interior de cada canal. Esta deformação das placas, nomeadamente na sua região central, pode afectar o processo de transmissão de calor entre os dois fluidos, bem como, fundamentalmente, pode afectar os valores da perda de carga no interior dos canais, ao alterar a geometria do escoamento.

Esta instabilidade mecânica, originada pelo facto da secção de escoamento dos fluidos ter a forma rectangular, sem pontos de contacto (apoio) entre as placas que formam um canal (corrugações em fase), está de acordo com Martin (1996), o qual sugere que este tipo de permutadores de calor requer medidas construtivas adicionais para prevenir a possibilidade de flexão das placas quando as suas faces estão sujeitas a pressões diferentes.

### 3.4.2. Permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular

Relativamente ao permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, para cada um dos ensaios realizados, as grandezas calculadas com base nas grandezas medidas experimentalmente foram determinadas segundo uma sequência de cálculo idêntica à utilizada para o permutador de calor de placas.

Para permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, com elevado número de chicanas, segundo Kakaç (1981), Taborek (1983) e Hewitt et al. (1994), o escoamento dos fluidos no seu interior aproxima-se da configuração em correntes cruzadas.

Segundo Chen e Tsai (1988), o factor de correcção ( $F$ ), da diferença média logarítmica de temperaturas, para permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, com uma passagem do fluido quente e uma passagem do fluido frio (1x1), é dado por:

$$F = \frac{r_c}{r_{cc}} \quad (3.25)$$

onde:

$$r_c = \frac{-S_q}{\ln \left[ 1 + \left( \frac{S_q}{K_q} \right) \ln(1 + K_q) \right]} \quad (3.26)$$

$$r_{cc} = \frac{LMTD_{cc}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (3.27)$$

$$S_q = \frac{T_{fe} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (3.28)$$

$$K_q = S_q R_q \quad (3.29)$$

$$R_q = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (3.30)$$

Dentro do intervalo dos números de Reynolds dos fluidos, quente e frio, calculados com base experimental ( $880 < Re_q < 3399$  e  $100 < Re_r < 878$ ), as grandezas obtidas experimentalmente, correspondentes aos principais parâmetros de desempenho do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, são apresentadas na tabela do Anexo B, bem como, nas figuras 3.12 a 3.17.

Assim, nas figuras 3.12 a 3.17 representam-se, graficamente, as variações da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU) e da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ), com o número de Reynolds do fluido quente.

Por uma questão de clareza e para melhor evidenciar as referidas variações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a números de Reynolds do fluido frio de cerca de 480, 670 e 860, respectivamente. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

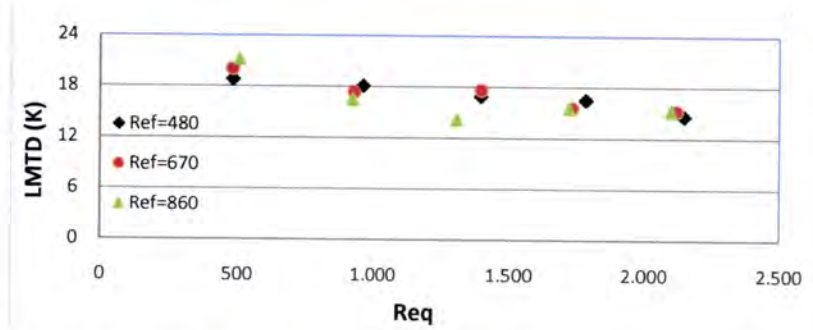


Fig. 3.12 - Variação do LMTD do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.12, verifica-se que valores da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, apresentam tendência para diminuir com o número de Reynolds do fluido quente.

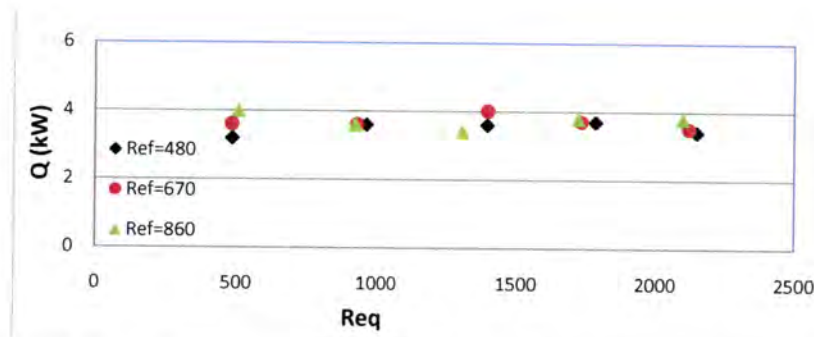


Fig. 3.13 - Variação da potência térmica do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais).

Relativamente à figura 3.13, verifica-se que os valores da potência térmica do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, não apresentam uma dependência clara do número de Reynolds do fluido quente.

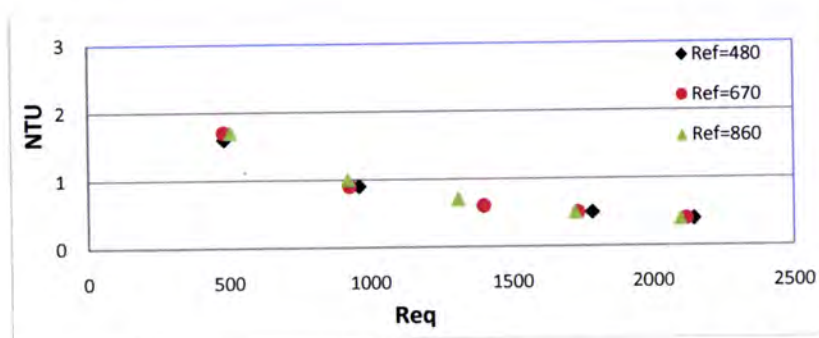


Fig. 3.14 - Variação do NTU do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente no interior do corpo, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais).

Da figura 3.14, verifica-se que os valores do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, diminuem com o número de Reynolds do fluido quente.

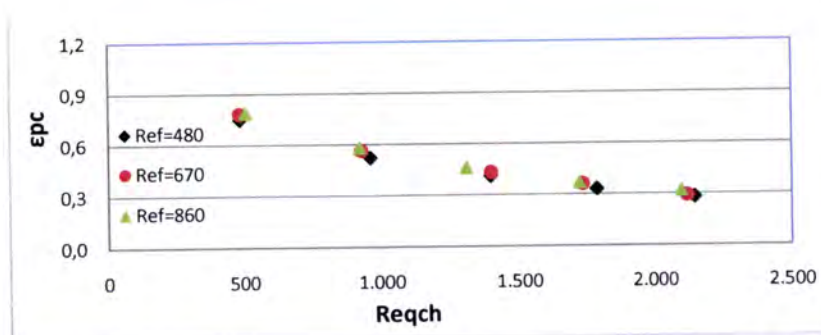


Fig. 3.15 - Variação da eficiência permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio de 480, 670 e 860 (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.15, verifica-se que os valores da eficiência do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, diminuem com o número de Reynolds do fluido quente.

Nas figuras 3.16 e 3.17 representam-se graficamente as variações da perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds dos fluidos quente e frio, respectivamente.

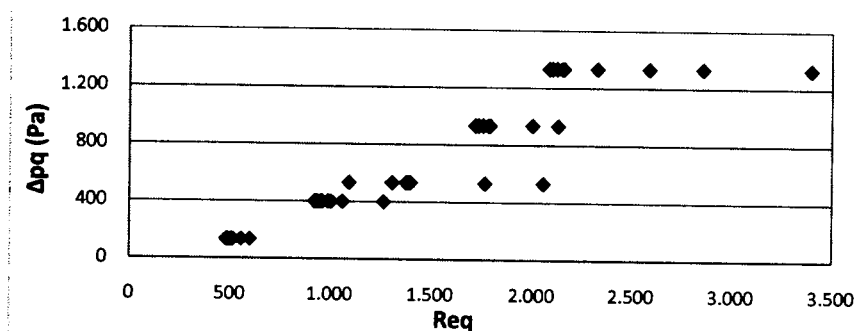


Fig. 3.16 - Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido quente (valores experimentais).

Relativamente à figura 3.16, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido quente (fluido exterior) do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds do fluido quente.

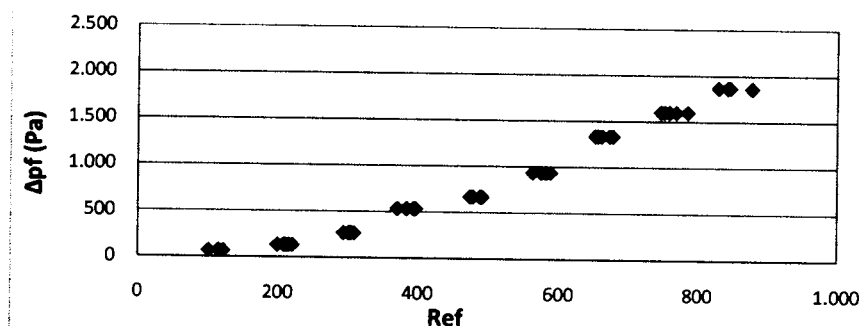


Fig. 3.17 - Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular com o número de Reynolds do fluido frio (valores experimentais).

Da figura 3.17, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido frio (fluido interior) do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, obtidos experimentalmente, aumentam com o número de Reynolds do fluido frio.

Relativamente ao permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, verifica-se que, com base nos valores experimentais, o escoamento do fluido exterior (fluido quente) se efectua sempre em regime turbulento ( $Re_q > 100$ ) e o escoamento do fluido interior (fluido frio) se efectua sempre em regime laminar ( $Re_f < 2100$ ).



### 3.4.3. Comparação entre os permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular

Dado que os números de Reynolds do escoamento dos fluidos nos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular são bastante diferentes, de modo a poderem-se comparar as grandezas características de ambos os permutadores de calor, tomou-se como variável independente o caudal volumétrico de fluido quente, o qual assumiu valores aproximadamente iguais nos dois permutadores de calor ao longo dos ensaios experimentais efectuados.

Assim, dentro da gama de caudais volumétricos adoptados nos ensaios experimentais efectuados ( $100 < \dot{V}_q < 500$  l/h e  $100 < \dot{V}_f < 900$  l/h) e para caudais dos fluidos da mesma ordem de grandeza, nas figuras 3.18 a 3.22, relativamente aos permutadores de calor e de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular, comparam-se, graficamente, as respectivas potências térmicas, número de unidades de transferência de calor, eficiências e as perdas de carga dos fluidos quente e frio.

Por uma questão de clareza e para ilustrar as referidas comparações, consideraram-se três séries de pontos com caudais volumétricos de fluido frio de cerca de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h, e caudais volumétricos de fluido quente de cerca de 300 l/h, 400 l/h e de 500 l/h, respectivamente. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes

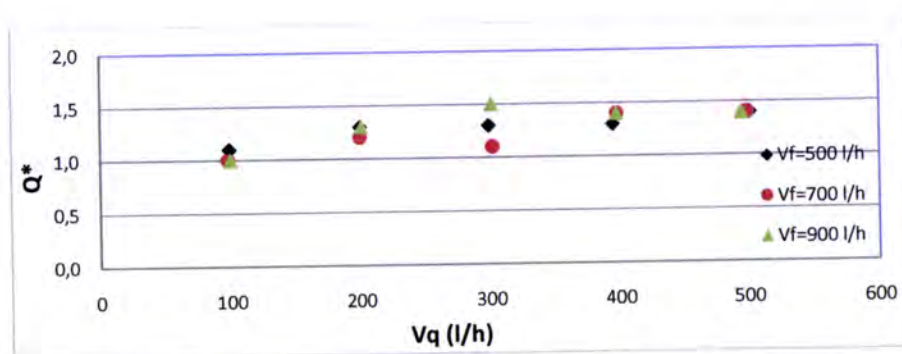


Fig. 3.18 - Variação da razão entre as potências térmicas dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.18, na qual se representa, graficamente, a variação da razão entre as potências térmicas dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular ( $\dot{Q}^*$ ), com o caudal volumétrico de fluido quente, obtidas experimentalmente, verifica-se que o permutador de calor de placas apresenta valores de potência térmica superiores (cerca de uma vez e meia na maioria dos ensaios) aos apresentados pelo permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

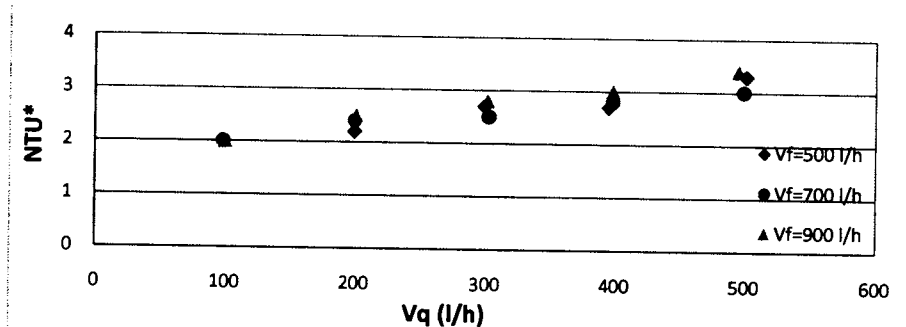


Fig. 3.19 - Variação da razão entre os NTU dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).

Relativamente à figura 3.19, na qual se representa, graficamente, a variação da razão entre os números de unidades de transferência de calor (NTU\*) dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular, com o caudal volumétrico de fluido quente, obtidos experimentalmente, verifica-se que o permutador de calor de placas apresenta valores do número de unidades de transferência de calor superiores (cerca de três vezes em média) aos apresentados pelo permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

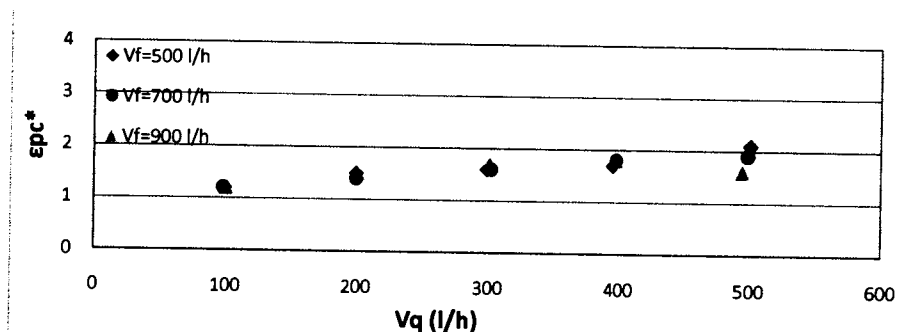


Fig. 3.20 - Variação da razão entre as eficiências dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais).

A figura 3.20, representa, graficamente, a variação da razão entre as eficiências ( $\epsilon_{pc}^*$ ) dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular, com o caudal volumétrico de fluido quente. Através de valores experimentais, verifica-se que o permutador de calor de placas apresenta valores da eficiência superiores em cerca de 1,6 vezes (em média) aos apresentados pelo permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

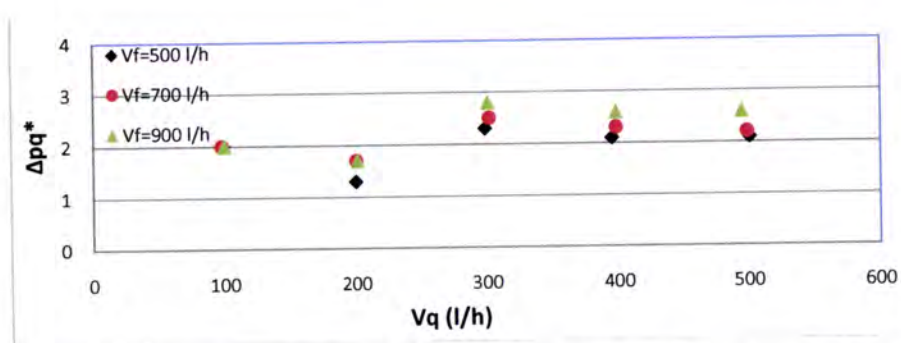


Fig. 3.21 - Variação da razão entre as perdas de carga do fluido quente dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal de fluido quente, para caudais volumétricos de fluido frio de 500 l/h, 700 l/h e 900 l/h (valores experimentais)

Na figura 3.21, na qual se representa, graficamente, a variação da razão entre as perdas de carga do fluido quente ( $\Delta p_{q^*}$ ) dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular, com o caudal volumétrico de fluido quente, através de valores obtidos experimentalmente, verifica-se que, o permutador de calor de placas apresenta valores da perda de carga do fluido quente cerca de 2 vezes superior (em média) aos apresentados pelo permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

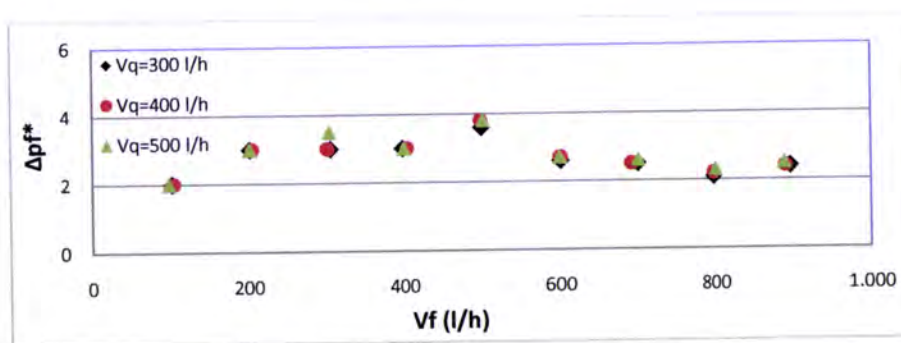


Fig. 3.22 - Variação da razão entre as perdas de carga do fluido frio dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular com o caudal volumétrico de fluido frio, para caudais volumétricos de fluido quente de 300 l/h, 400 l/h e 500 l/h (valores experimentais).

De acordo com a figura 3.22, na qual se representa, graficamente, a variação da razão entre as perdas de carga do fluido frio ( $\Delta p_f^*$ ) dos permutadores de calor de placas e de corpo cilíndrico e feixe tubular, com o caudal volumétrico de fluido quente, através de valores experimentais, verifica-se que o permutador de calor de placas apresenta valores da perda de carga do fluido frio cerca de 2,7 vezes superior (em média) aos apresentados pelo permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.

### **3.5. Análise da incerteza no ensaio experimental do permutador de calor de placas**

#### **3.5.1. Estimativa da incerteza**

Segundo Taylor et al. (1999), o conceito de incerteza está intimamente ligado à experimentação, pois, nomeadamente, em sistemas energéticos, este conceito permite avaliar a precisão com que os parâmetros de funcionamento são determinados, bem como a influência das diversas propriedades físicas dos fluidos intervenientes.

O conceito de incerteza foi originalmente definido, em 1953, por Kline e McClintock (*cit. in* Henry e Clark, 1993). A todas as medidas está associado um erro desconhecido, contudo um simples valor de incerteza é normalmente suficiente para exprimir os limites desse erro (ANSI, 1985). Desde que a incerteza foi associada a amostras experimentais simples, a sua análise tem sido largamente aplicada e adquiriu o estatuto de norma internacional para calibração de instrumentos de medida e para relatórios de resultados experimentais (ISA, 1980; ANSI, 1983; ANSI, 1985).

Segundo Barford (1967), Cerr (1980) e Henry e Clarke (1993), os erros de medida, de acordo com as respectivas fontes, podem agrupar-se da seguinte forma:

- Erros de calibração;
- Erros de aquisição de dados (de leitura).

Segundo Johnson (1990), o erro de uma medição é a diferença algébrica entre o valor indicado e o valor real da variável medida, conseqüentemente, o erro pode ser negativo ou positivo. Assim, com base na medida, este desvio representa uma incerteza no

conhecimento do valor real da variável. De acordo com Cerr (1980), Holman (1989) e Johnson (1990), a exactidão de um dispositivo de medição define o valor máximo do erro total que se pode cometer com esse dispositivo.

Segundo Henry e Clarke (1993) e Taylor et al. (1999), se  $G$  for uma grandeza determinada com base em  $n$  variáveis medidas directamente ( $M_1, M_2, M_3, \dots, M_n$ ):

$$G = f(M_1, M_2, M_3, \dots, M_n) \quad (3.31)$$

A incerteza absoluta, de primeira ordem, da grandeza  $G$  pode ser determinada por:

$$I_G = \left[ \left( I_{M_1} \frac{\partial G}{\partial M_1} \right)^2 + \left( I_{M_2} \frac{\partial G}{\partial M_2} \right)^2 + \dots + \left( I_{M_n} \frac{\partial G}{\partial M_n} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.32)$$

onde  $I_{M_i}$ , representa as incertezas de cada uma das medidas efectuadas e as derivadas parciais,  $\frac{\partial G}{\partial M_i}$ , representam os coeficientes de sensibilidade.

Segundo Henry e Clarke (1993), a equação (3.32) foi obtida através de um desenvolvimento em série de Taylor, assumindo:

- A independência de  $M_i$ ;
- Que as incertezas relativas de  $M_i$  são pequenas;
- Todas as incertezas são expressas com a mesma probabilidade (tipicamente 95 %).

Em termos de incertezas normalizadas, a equação (3.32) pode tomar a forma:

$$\left( \frac{I_G}{G} \right)^2 = \left( \frac{M_1}{G} \frac{\partial G}{\partial M_1} \right)^2 \left( \frac{I_{M_1}}{M_1} \right)^2 + \dots + \left( \frac{M_n}{G} \frac{\partial G}{\partial M_n} \right)^2 \left( \frac{I_{M_n}}{M_n} \right)^2 \quad (3.33)$$

Nesta equação os termos  $\left( \frac{M_i}{G} \frac{\partial G}{\partial M_i} \right)^2$  normalizam os coeficientes de sensibilidade,  $\frac{\partial G}{\partial M_i}$ , e amplificam, diminuem ou mantêm inalterados os valores individuais da incerteza normalizada, influenciando o valor da incerteza do resultado final. Os valores individuais de incerteza normalizados são dados pelo quadrado da incerteza relativa de cada variável de entrada, ou seja:

$$\left( \frac{I_{M_i}}{M_i} \right)^2 = (I_{r_{M_i}})^2 \quad (3.34)$$

Os coeficientes de sensibilidade normalizados, identificam a incerteza na variável de entrada relativamente à qual as variáveis de saída são mais sensíveis, sem ter em atenção a precisão com que as variáveis de entrada foram especificadas. O principal interesse dos coeficientes de sensibilidade é o de indicarem quais as variáveis de entrada que é necessário conhecer com maior precisão.

Assim, a incerteza relativa da variável de saída  $G$ , é dada por:

$$I_{Gr} = \frac{I_G}{G} \quad (3.35)$$

De acordo com a equação (3.33), a referida incerteza relativa da variável de saída  $G$ , pode ainda tomar a forma:

$$\frac{I_G}{G} = \left[ \left( \frac{\partial G}{\partial M_1} \right)^2 \left( \frac{I_{M1}}{G} \right)^2 + \left( \frac{\partial G}{\partial M_2} \right)^2 \left( \frac{I_{M2}}{G} \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial G}{\partial M_n} \right)^2 \left( \frac{I_{Mn}}{G} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.36)$$

Ainda segundo Taylor e Clarke (1999), a contribuição relativa da incerteza de uma variável de entrada ( $I_{Mi}$ ), na incerteza de uma variável de saída ( $I_G$ ), é dada pelo quadrado do produto do coeficiente de sensibilidade pela respectiva incerteza, normalizado pelo quadrado da incerteza provocada na variável de saída, ou seja:

$$CRI_{Mi}I_G = \frac{\left( \frac{\partial G}{\partial M_i} I_{Mi} \right)^2}{I_G^2} \quad (3.37)$$

Uma vez especificadas as incertezas nas variáveis de entrada, as suas contribuições relativas identificam quais as influências mais relevantes.

De acordo com o exposto, tomando como exemplo a temperatura do fluido quente e tendo em atenção a equação (3.32), as incertezas absoluta ( $IT_{qe}$ ) e relativa ( $IT_{qer}$ ) da temperatura do fluido quente à entrada do permutador de calor foram determinadas, respectivamente, através das seguintes expressões:

$$IT_{qe} = IT_{qep} + \left[ \left( \frac{\partial T_{qe}}{\partial T_{qem}} IT_{qem} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.38)$$

$$IT_{qer} = \frac{IT_{qe}}{T_{qe}} \times 100 \quad [\%] \quad (3.39)$$

onde  $IT_{qep}$  representa a incerteza absoluta na calibração da temperatura do fluido quente medida.

Analogamente, para o caudal volumétrico de fluido quente, as incertezas absoluta ( $I\dot{V}_q$ ) e relativa ( $I\dot{V}_{qr}$ ) foram determinadas, respectivamente, através das seguintes expressões:

$$I\dot{V}_q = I\dot{V}_{qp} + \left[ \left( \frac{\partial \dot{V}_q}{\partial \dot{V}_{qm}} I\dot{V}_{qm} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.40)$$

$$I\dot{V}_{qr} = \frac{I\dot{V}_q}{\dot{V}_q} \times 100 \quad [\%] \quad (3.41)$$

onde  $I\dot{V}_{qp}$  representa a incerteza absoluta na calibração do caudal volumétrico de fluido quente medido.

Relativamente às grandezas geométricas medidas em cada um dos permutadores de calor avaliados (comprimentos), de acordo com Cerr (1980) e Holman (1989), para as correspondentes incertezas absolutas foram adoptados valores de acordo com o instrumento de medida analógico utilizado. Assim, para os comprimentos medidos através de uma régua, adoptou-se o valor correspondente a metade da menor divisão da escala utilizada (0,5 mm) e para os comprimentos medidos através de um paquímetro (craveira com nónio), adoptou-se o valor correspondente à sua menor divisão (0,1 mm).

### 3.5.2. Incerteza experimental no ensaio do permutador de calor de placas

De acordo com o exposto no subcapítulo 3.5.1, relativamente às dimensões características do permutador de calor de placas, adoptaram-se os seguintes valores de incerteza absoluta:

Relativamente aos comprimentos  $L_p$ ,  $L_{ep}$ ,  $w$ ,  $L_{dc}$  e  $L_{dt}$ , adoptou-se o valor de 0,5 mm e relativamente aos comprimentos  $p$ ,  $t$ ,  $d_c$ , e  $d_t$ , adoptou-se o valor de 0,1 mm.

Para os termómetros e os caudalímetros, de acordo com Cerr (1980) e Holman (1989), as suas exactidões (valor máximo do erro absoluto que é possível cometer) são as correspondentes à menor divisão das respectivas escalas de leitura. Assim, para a incerteza das temperaturas medidas, correspondentes aos fluidos quente e frio à entrada do permutador de calor de placas, adoptaram-se os seguintes valores:

$$IT_{qem} = IT_{fem} = 0,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.42)$$

Para a incerteza dos caudais volumétricos medidos, correspondentes aos fluidos quente e frio através do permutador de calor de placas, adoptaram-se os seguintes valores:

$$I\dot{V}_{qm} = I\dot{V}_{fm} = 1 \text{ l/h} \quad (3.43)$$

Dado que as curvas de calibração dos termómetros foram efectuadas através de termómetros padrão analógicos, cuja menor divisão da escala era de  $0,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ , de acordo com Sole (1979) e Sighieri (1982), a sua exactidão corresponde a metade da menor divisão da respectiva escala de leitura. Assim, para a incerteza absoluta na calibração das temperaturas medidas, correspondentes aos fluidos quente e frio à entrada do permutador de calor de placas, adoptaram-se os seguintes valores:

$$IT_{qep} = IT_{fep} = 0,05 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.44)$$

Relativamente aos caudalímetros, tendo em atenção o processo de calibração adoptado, de acordo com Sole (1979) e Sighieri (1982), para a incerteza absoluta na calibração dos caudais volumétricos medidos, correspondentes aos fluidos quente e frio através do permutador de calor de placas, adoptaram-se os seguintes valores:

$$I\dot{V}_{qp} = I\dot{V}_{fp} = 0,1 \text{ l/h} \quad (3.45)$$

Para a determinação das referidas incertezas experimentais, de acordo com Whiting (1996) e Clarke et al. (2001), utilizou-se o funcionamento do permutador de calor de placas relativamente aos dados obtidos nos 12 ensaios experimentais que foram considerados nas simulações numéricas (ensaios experimentais 3, 9, 15, 18, 20, 22, 26, 27, 30, 32, 39 e 41).

Após o cálculo anteriormente referido, obtiveram-se os resultados apresentados, sob a forma de tabela, no Anexo C, bem como nas figuras 3.23 a 3.28, a representação gráfica da variação das incertezas relativas experimentais das grandezas consideradas mais relevantes, com o número de Reynolds no interior dos canais.

Assim, nas figuras 3.23 a 3.28 representam-se, graficamente, a variação das incertezas relativas experimentais da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da



potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do coeficiente global de transmissão de calor ( $U$ ), da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ) e do factor de atrito dos fluidos quente e frio ( $f_q$  e  $f_f$ ), com o número de Reynolds no interior de um canal.

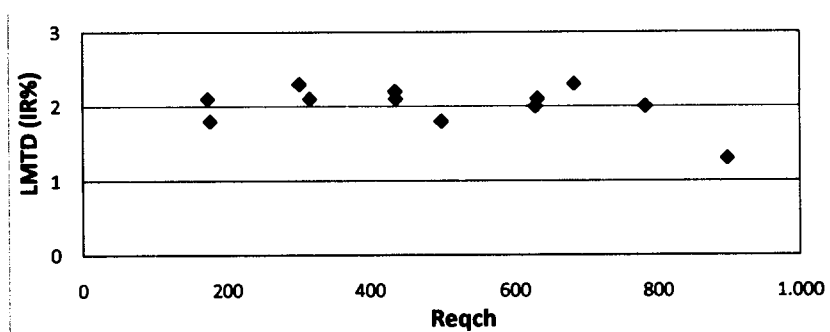


Fig. 3.23 - Variação da incerteza relativa experimental do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal.

De acordo com a figura 3.23, verifica-se que a incerteza relativa experimental da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 2% e tem tendência a manter-se, aproximadamente, constante com o aumento do número de Reynolds do fluido quente no interior dos canais.

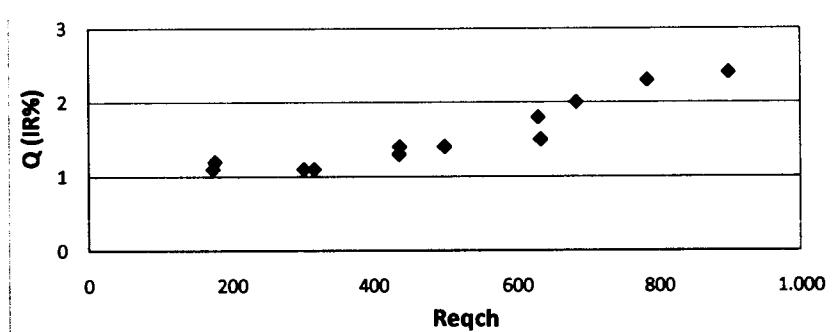


Fig. 3.24 - Variação da incerteza relativa experimental da potência térmica do permutador de calor de placas como número de Reynolds do fluido quente por canal.

Relativamente à figura 3.24, verifica-se que a incerteza relativa experimental da potência térmica do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 1,6% e tem tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds do fluido quente no interior dos canais.

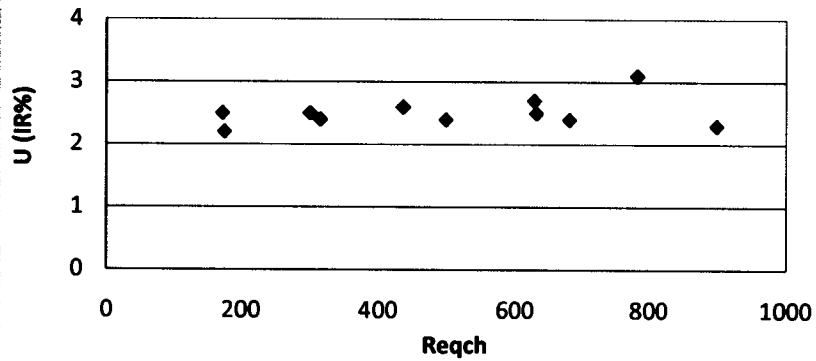


Fig. 3.25 - Variação da incerteza relativa experimental do coeficiente global de transmissão de calor do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal.

Na figura 3.25, verifica-se que a incerteza relativa experimental do coeficiente global de transmissão de calor do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 2,5% e tem tendência a manter-se, aproximadamente, constante com o aumento do número de Reynolds do fluido quente no interior dos canais.

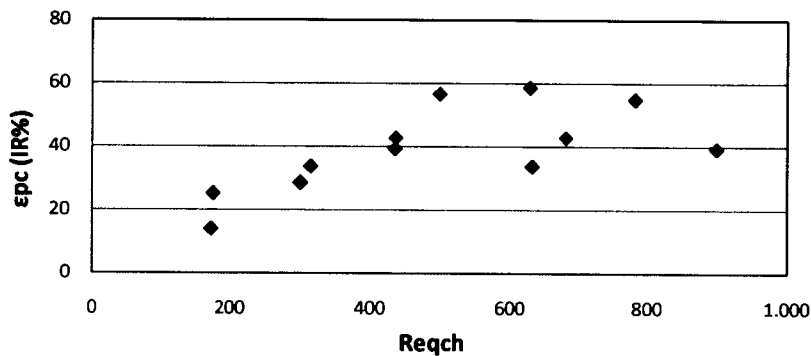


Fig. 3.26 - Variação da incerteza relativa experimental da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal.

De acordo com a figura 3.26, verifica-se que a incerteza relativa experimental da eficiência do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 39,2% e tem tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds do fluido quente no interior dos canais.

Relativamente à figura 3.27, verifica-se que a incerteza relativa experimental do factor de atrito no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 12,8% e tem tendência a manter-se, aproximadamente, constante com o aumento do número de Reynolds do fluido quente no interior dos canais.

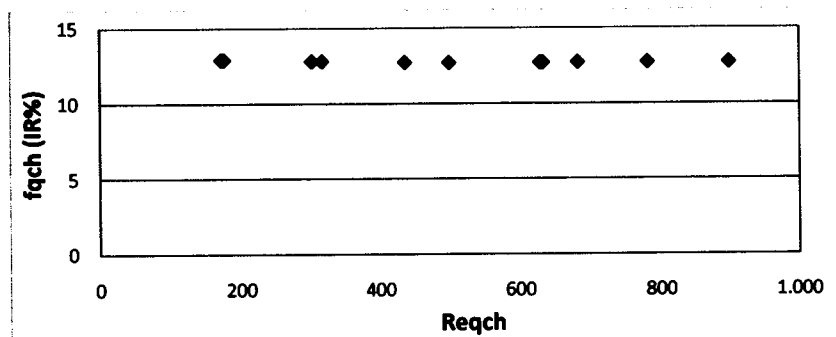


Fig. 3.27 - Variação da incerteza relativa experimental do factor de atrito do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido quente por canal.

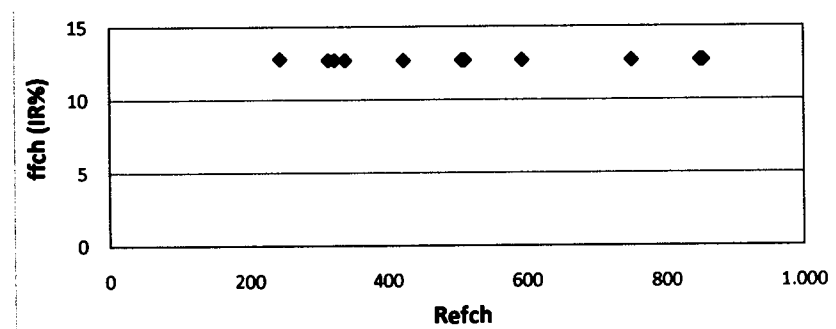


Fig. 3.28 - Variação da incerteza relativa experimental do factor de atrito do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds do fluido frio por canal.

Na figura 3.28, verifica-se que a incerteza relativa experimental do factor de atrito no interior de um canal de fluido frio do permutador de calor de placas apresenta um valor médio de cerca de 12,7% e tem tendência a manter-se, aproximadamente, constante com o aumento do número de Reynolds do fluido frio no interior dos canais.

Dentro dos limites de validade do número de Reynolds correspondentes às condições adoptadas para os ensaios experimentais ( $164 < Re_{qch} < 1432$  e  $132 < Re_{fch} < 876$ ) e de acordo com o Anexo C, quanto à incerteza experimental do permutador de calor de placas, é possível concluir que as grandezas que mais contribuem para as incertezas das grandezas experimentais avaliadas (diferença média logarítmica de temperaturas, potência térmica, coeficiente global de transmissão de calor, número de unidades de transferência de calor, eficiência, números de Reynolds dos fluidos quente e frio, no interior dos canais, números de Nusselt dos fluidos quente e frio e factores de atrito dos fluidos quente e frio, no interior dos canais) são as temperaturas de entrada e de saída e os caudais volumétricos dos fluidos quente e frio, o diâmetro hidráulico e a secção de escoamento dos fluidos no interior dos canais.

### **3.6. Conclusões**

Face ao exposto neste capítulo, é possível concluir que:

Quanto aos ensaios experimentais do permutador de calor de placas, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio constantes, os valores da diferença média logarítmica de temperaturas, do número de unidades de transferência de calor e da eficiência, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente e os valores da potência térmica, do número de Nusselt e da perda de carga do fluido quente aumentam com o mesmo número de Reynolds. Os valores do número de Nusselt e da perda de carga do fluido frio aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio

Quanto aos ensaios experimentais do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, para números de Reynolds do fluido frio constantes, os valores da diferença média logarítmica de temperaturas, do número de unidades de transferência de calor e da eficiência, diminuem com o número de Reynolds do fluido quente, a potência térmica não apresenta uma dependência clara do referido número de Reynolds e a perda de carga do fluido quente aumenta com o mesmo número de Reynolds. Os valores da perda de carga do fluido frio aumentam com o número de Reynolds do fluido frio.

O permutador de calor de placas, em comparação com o permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular, para idênticas condições de funcionamento, tal como é afirmado por vários autores, tem vantagens e limitações, ou seja apresenta maiores valores de potência térmica, do número de unidades de transferência de calor, da eficiência e de perda de carga dos fluidos.

Quanto à incerteza experimental do permutador de calor de placas, relativamente ao número de Reynolds do fluido quente, por canal, os valores da incerteza relativa experimental da diferença média logarítmica de temperaturas, do coeficiente global de transmissão de calor e do factor de atrito no interior de um canal de fluido quente, não apresentam uma dependência clara e os valores da incerteza experimental da potência térmica e da eficiência têm tendência a aumentar. O valor da incerteza relativa

experimental do factor de atrito no interior de um canal de fluido frio também não apresenta uma dependência clara do número de Reynolds no interior no interior de um canal de fluido frio.

As contribuições mais relevantes para as incertezas experimentais dos vários parâmetros de funcionamento do permutador de calor de placas são: as incertezas das temperaturas de entrada e de saída e os caudais dos fluidos quente e frio, o diâmetro hidráulico e a secção de escoamento dos fluidos no interior dos canais.





## CAPÍTULO 4

### RESULTADOS DOS MODELOS ANALÍTICOS DO PERMUTADOR DE CALOR DE PLACAS

Este capítulo tem como objectivos a apresentação dos valores dos principais parâmetros característicos do permutador de calor de placas obtidos através dos modelos analíticos S e Sm, avaliação da sensibilidade do modelo analítico Sm e apresentação das principais conclusões relativamente aos modelos adoptados e respectiva validação, por comparação com os resultados experimentais.

#### 4.1. Resultados do modelo analítico S

Atendendo ao exposto nos subcapítulos 2.4 e 2.5, com base nas variáveis de entrada, nas constantes do modelo e nas relações constitutivas e de interligação do permutador de calor de placas, no intervalo dos números de Reynolds dos fluidos quente e frio por canal ( $163 < Re_{qch} < 1431$  e  $132 < Re_{fch} < 880$ ), obtiveram-se para as variáveis de saída do modelo S analítico do permutador de calor de placas os valores apresentados na tabela do Anexo D bem como, numa forma gráfica, nas figuras 4.1 a 4.8.

Assim, nas figuras 4.1 a 4.4 representam-se, graficamente, as variações da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU) e da eficiência ( $\varepsilon_{pc}$ ), com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Por uma questão de clareza e para melhor evidenciar as referidas variações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, respectivamente. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

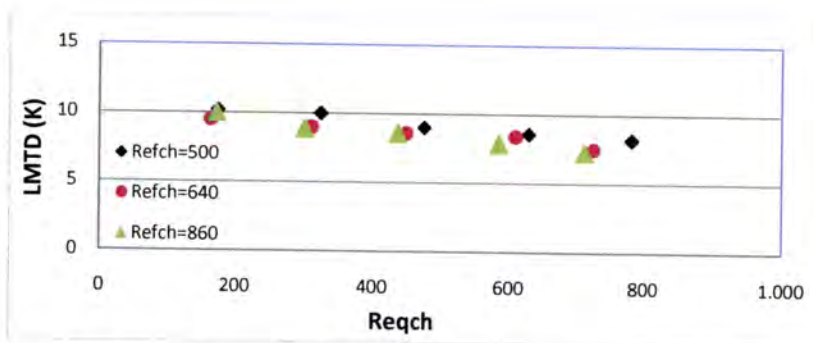


Fig. 4.1 - Variação do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.

Da figura 4.1, verifica-se que os valores da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, apresentam tendência para diminuir com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

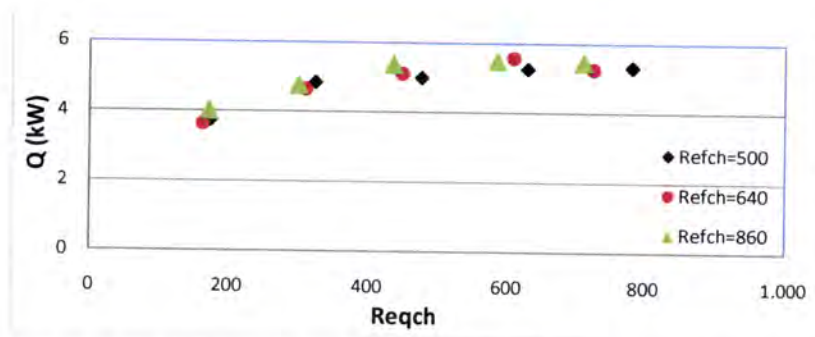


Fig. 4.2 - Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.

Relativamente à figura 4.2, verifica-se que os valores da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Da figura 4.3, verifica-se que os valores do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Na figura 4.4, verifica-se que os valores da eficiência do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, diminuem com o Reynolds no interior de um canal de fluido quente.



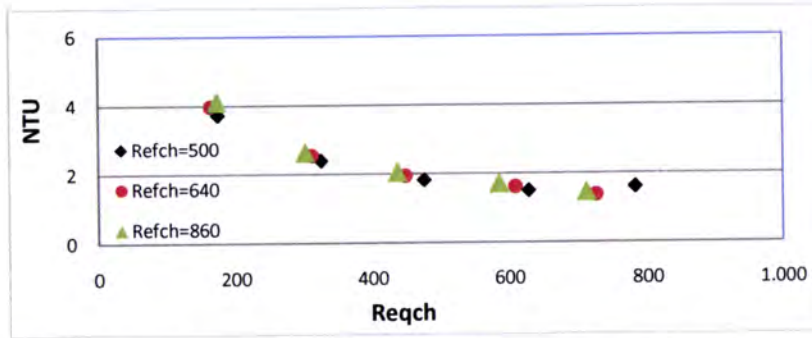


Fig. 4.3 - Variação do NTU do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.

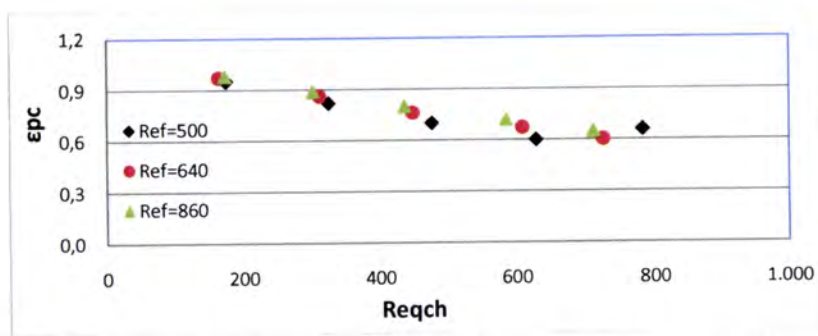


Fig. 4.4 - Variação da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de 500, 640 e 860, utilizando o modelo S.

Nas figuras 4.5 a 4.8, representam-se graficamente as variações dos números de Nusselt dos fluidos quente ( $Nu_q$ ) e frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de placas com o número de Reynolds dos fluidos quente e frio no interior dos respectivos canais.

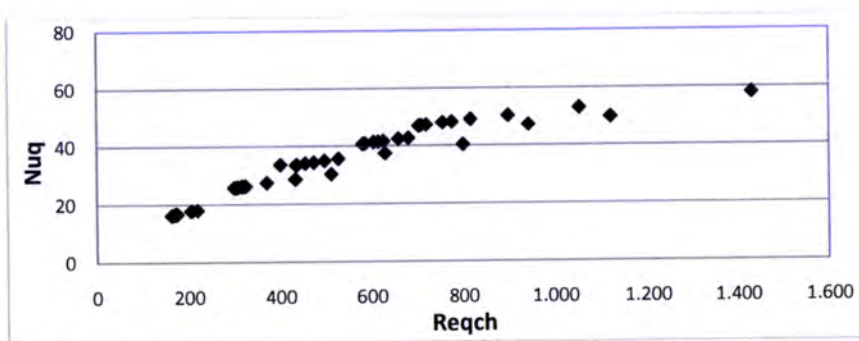


Fig. 4.5 - Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo S.

Relativamente à figura 4.5, verifica-se que, os valores do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

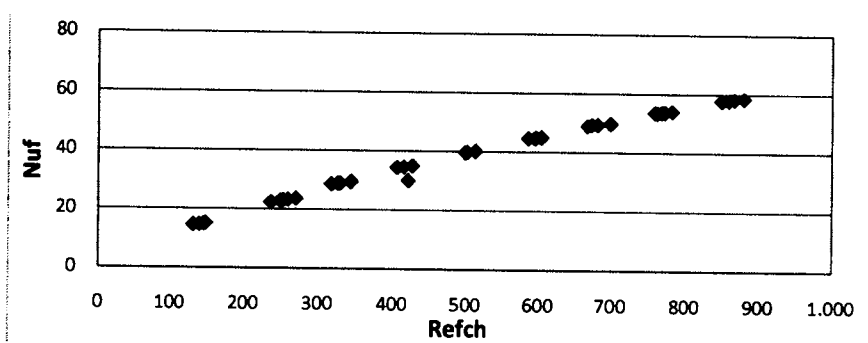


Fig. 4.6 - Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo S.

Da figura 4.6, verifica-se que, os valores do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

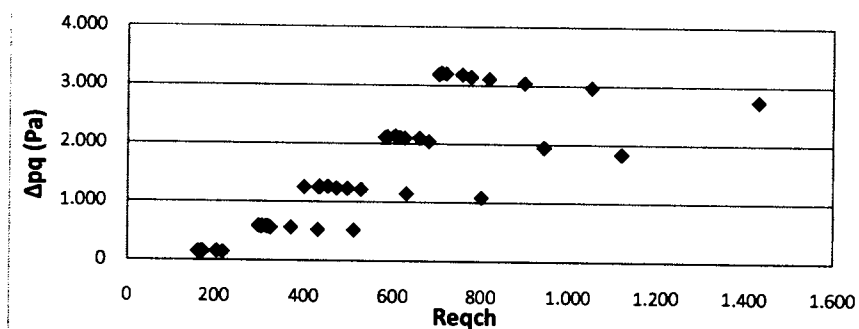


Fig. 4.7 - Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo S.

Na figura 4.7, verifica-se que, os valores da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Relativamente à figura 4.8 verifica-se que, os valores da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico S, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

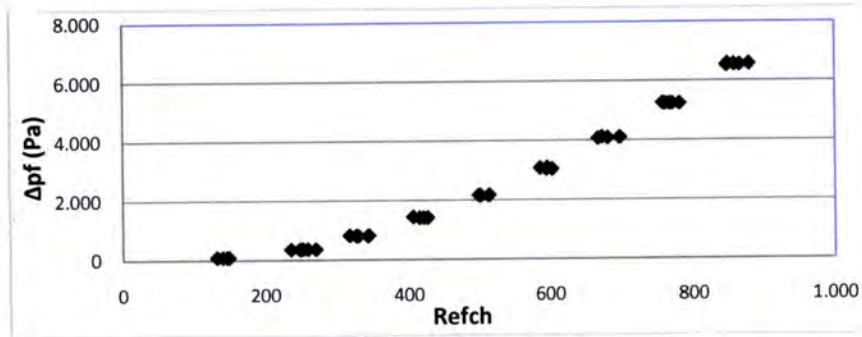


Fig. 4.8 - Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo S.

Tendo em atenção as condições dos ensaios e de acordo com as conclusões de Raju e Sand (1980), Cooper e Usher (1983), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), a evolução dos valores obtidos através do modelo analítico S para a diferença média logarítmica de temperaturas, potência térmica, número de unidades de transferência de calor, números de Nusselt dos fluidos quente e frio e para a perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas estão de acordo com o expectável.

Dado que os números de Reynolds do escoamento dos fluidos no permutador de calor de placas, calculados a partir dos valores obtidos experimentalmente e calculados através do modelo analítico S, são diferentes, de modo a poderem-se comparar as grandezas características do permutador de calor de placas, tomaram-se como variáveis independentes os caudais volumétricos dos fluidos por canal.

Por uma questão de clareza e para melhor ilustrar as referidas comparações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, e caudais volumétricos de fluido quente de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

Assim, nas figuras 4.9 a 4.14, para valores do caudal volumétrico no interior de canal de fluido frio de cerca de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, representam-se, graficamente, as variações percentuais da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU), da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ), do número de Nusselt do fluidos quente ( $Nu_q$ ) e da perda de carga do fluido quente ( $\Delta p_q$ ), do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo

analítico S, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente.

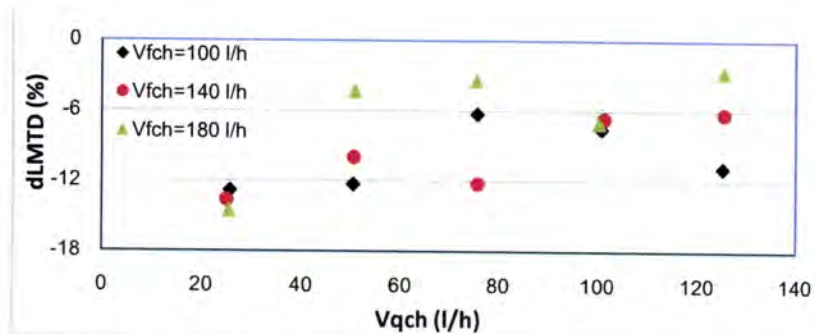


Fig 4.9 - Variação percentual do LMTD do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

De acordo com a figura 4.9, verifica-se que a variação percentual da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores sempre negativos, ou seja, valores inferiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de -9,4 %).

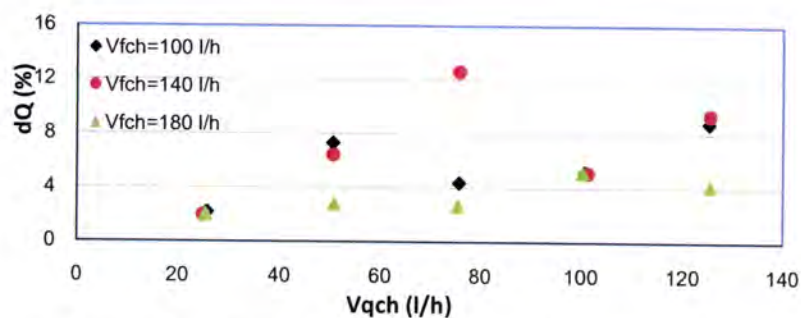


Fig 4.10 - Variação percentual da potência térmica do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Da figura 4.10, verifica-se que a variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores positivos, ou seja, valores superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +4,2 %).

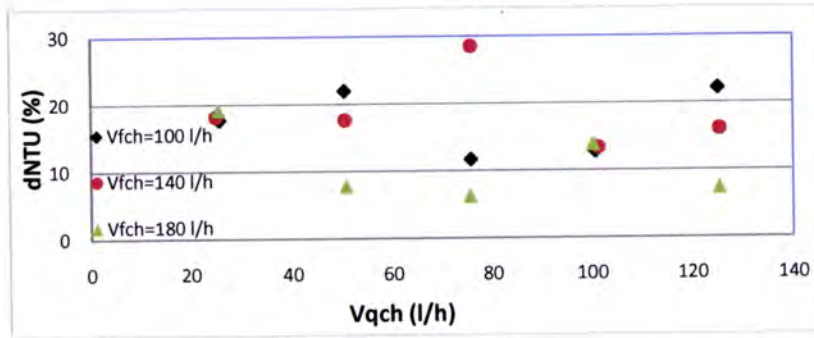


Fig 4.11 - Variação percentual do NTU do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

De acordo com a figura 4.11, verifica-se que a variação percentual do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores positivos, ou seja, valores superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +15,5 %).

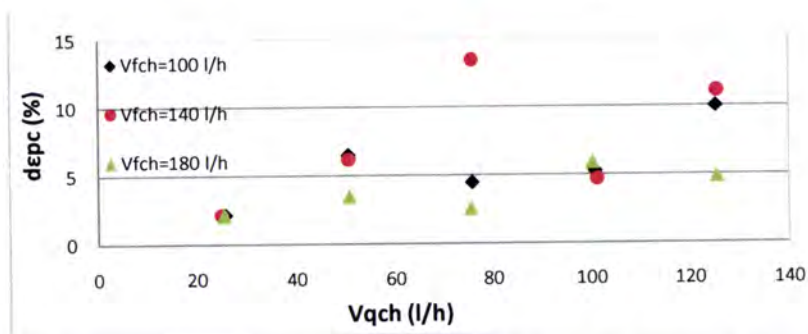


Fig 4.12 - Variação percentual da eficiência do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Da figura 4.12, verifica-se que a variação percentual da eficiência do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores positivos, ou seja, valores superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +5 %).

De acordo com a figura 4.13, verifica-se que a variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores positivos, ou seja, valores superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +17,7 %).

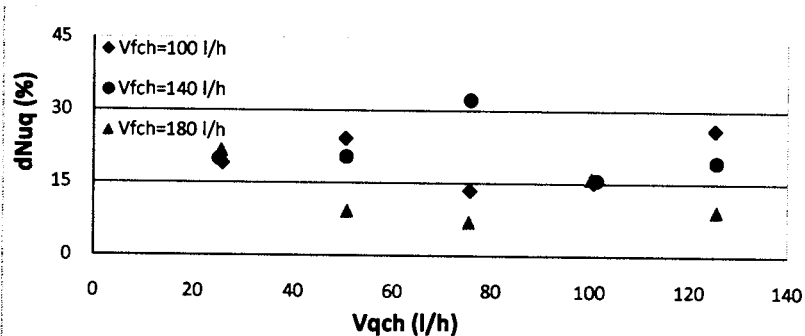


Fig 4.13 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

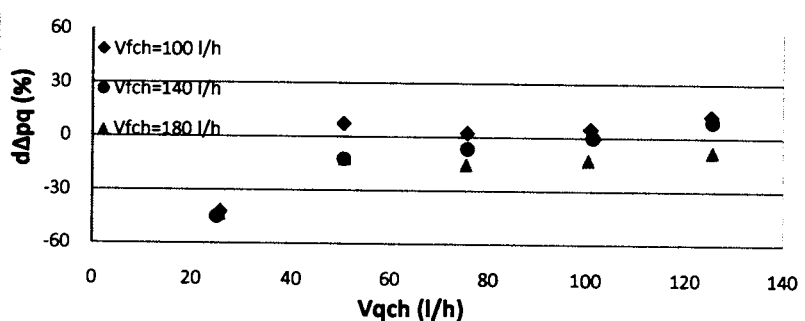


Fig 4.14 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

De acordo com a figura 4.14, verifica-se que a variação percentual da perda de carga do fluido quente no interior de um canal do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, apresenta valores maioritariamente negativos, ou seja, valores maioritariamente inferiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de -1,1 %).

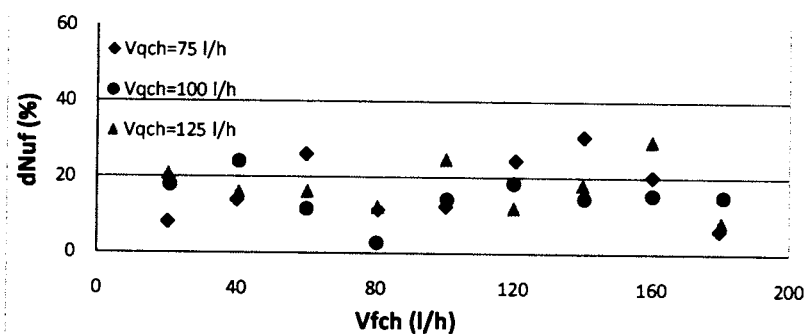


Fig 4.15 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Nas figuras 4.15 e 4.16, para valores do caudal volumétrico no interior de canal de fluido quente de cerca de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, representam-se, graficamente, as variações percentuais do número de Nusselt do fluido frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga do fluido frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de placas, obtidos através do modelo analítico S, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido no interior de um canal de fluido frio.

A figura 4.15 mostra que a variação percentual do número de Nusselt do fluido frio utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, apresenta valores positivos, ou seja, valores superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +16,2 %).

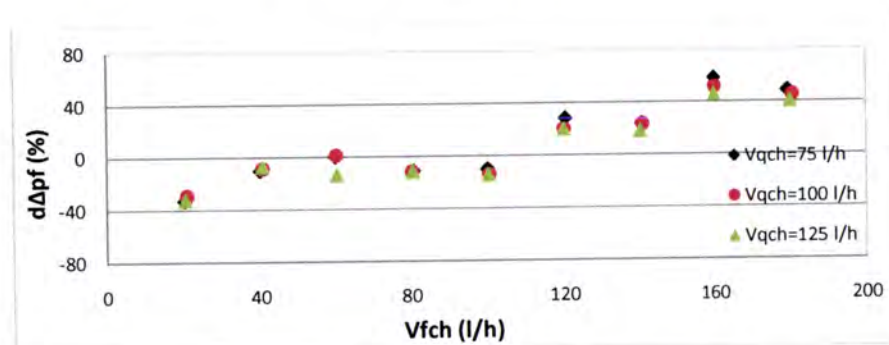


Fig 4.16 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo S, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

A figura 4.16 mostra que a variação percentual da perda de carga do fluido frio, utilizando o modelo analítico S, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, apresenta valores negativos que passam a positivos para caudais superiores a cerca de 110 l/h, ou seja, inicialmente tem-se valores inferiores aos correspondentes valores experimentais e, para caudais volumétricos de fluido frio por canal superiores a 110 l/h, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido frio são superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +9,3%).

Face ao exposto, relativamente ao modelo S do permutador de calor de placas, dentro da gama dos ensaios realizados ( $150 < Re_{qch} < 1500$  e  $100 < Re_{fch} < 900$ ) e tendo em atenção os valores de precisão considerados por Zakauskas et al. (1989), para o processo de transmissão de calor, e por Soumerai (1987), para a perda de carga,

expostos no subcapítulo 2.8, é possível concluir que os valores obtidos inerentes ao processo de transmissão de calor não se podem considerar aceitáveis, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 15\%$ , também os valores obtidos para a perda de carga dos fluidos quente e frio, não se podem considerar aceitáveis, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 30\%$ .

## 4.2. Resultados do modelo analítico $S_m$

Face aos resultados insatisfatórios obtidos através do modelo S e tendo em atenção o exposto por vários autores, nomeadamente, por Raju e Chand (1980), o qual sugere que “cada permutador de calor tem o seu próprio modelo e, conseqüentemente, suas próprias equações”, nesta dissertação estabeleceram-se novas expressões para o número de Nusselt e para o factor de atrito no interior dos canais, as quais, dentro dos limites pré-definidos em 2.8, permitissem representar, satisfatoriamente, o comportamento do permutador de calor de placas em estudo.

Assim, de acordo com o exposto nos subcapítulos 2.4 e 2.6, o modelo  $S_m$  de transmissão de calor baseou-se, fundamentalmente, na determinação de uma nova correlação para o número de Nusselt, a qual foi estabelecida através de valores experimentais do número de Nusselt, os quais foram calculados com base nas correlações propostas por Saunders (1988).

De acordo com a maioria dos autores, nomeadamente Raju e Chand (1980), Cooper e Usher (1983) e Kakaç et al. (1981), o expoente ( $n$ ) do número de Prandtl tem o valor 0,333. Dada a identidade entre as geometrias de escoamento dos fluidos, no interior dos canais, para cada condição de ensaio representaram-se, graficamente, os valores experimentais dos números de Nusselt e dos correspondentes números de Reynolds por canal, determinados no subcapítulo 3.4.1, tendo-se obtido o gráfico apresentado figura 4.17, ou seja representou-se, graficamente, a função:

$$Nu^* = \frac{Nu}{Pr_{ch}^{0,333}} = f(Re_{ch}) \quad (4.1)$$



nesta equação,  $Re_{ch}$  representa o número de Reynolds no interior dos canais e  $Pr_{ch}$  representa o número de Prandtl no interior dos canais

De acordo com Stoecker (1989), após representados, graficamente, os valores experimentais dos números de Nusselt e dos correspondentes número de Reynolds no interior dos canais, representados na figura 4.17, ajustou-se-lhes uma curva de potência (coeficiente de determinação  $R^2 = 0,976$ ), tendo-se obtido os novos valores (valores ajustados a este permutador de placas) para o coeficiente ( $C_h$ ) e para o expoente ( $\gamma_q$ ) do número de Reynolds, referentes à equação (2.36), tendo-se obtido a seguinte expressão:

$$Nu = 0,313 Re_{ch}^{0,654} Pr_{ch}^{0,333} \quad (4.2)$$

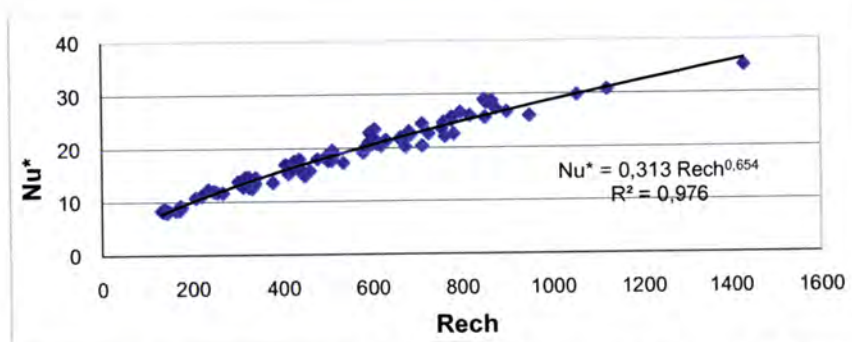


Fig. 4.17 – Variação de  $Nu^*$  do permutador de calor de placas com o número de Reynolds por canal (valores experimentais).

Chegou-se assim a uma nova expressão que, para o permutador de calor de placas em estudo nesta dissertação, permite determinar o número de Nusselt ( $Nu$ ), em função dos respectivos números de Reynolds ( $Re_{ch}$ ) e de Prandtl ( $Pr_{ch}$ ) dos fluidos no interior dos canais, onde os valores dos coeficientes e dos expoentes da equação 4.2 estão dentro da gama de valores sugeridos por Ornberg (1976). Sendo de notar que esta correlação, obtida para o número de Nusselt, se enquadra nas equações propostas por Raju e Chand (1980), Kakaç et al. (1981) e Cooper e Usher (1983), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994).

De acordo com o exposto no subcapítulo 2.6, o modelo Sm de perda de carga baseou-se, fundamentalmente, na determinação de uma nova correlação para o factor de atrito no interior dos canais. Esta nova correlação foi estabelecida combinando os valores experimentais da perda de carga com expressões propostas por Saunders (1988). Assim, para cada condição de ensaio, atribuindo à perda de carga ( $\Delta p$ ) o valor medido

experimentalmente e determinando os valores das restantes grandezas do 1º membro da equação (2.38), foi possível fazer corresponder a cada valor do número de Reynolds, no interior de um canal, o valor do respectivo factor de atrito.

Tal como para o número de Nusselt, dada a identidade entre as geometrias de escoamento dos fluidos, no interior dos canais do permutador de calor de placas, para cada condição de ensaio representaram-se, graficamente, os valores do factor de atrito e dos correspondentes números de Reynolds por canal, determinados no subcapítulo 3.4.1, tendo-se obtido o gráfico apresentado figura 4.18.

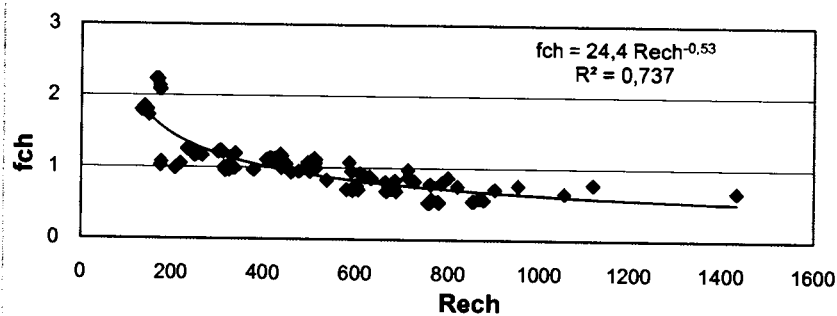


Fig. 4.18 – Variação do factor de atrito do permutador de calor de placas com o número de Reynolds, por canal (valores experimentais).

De acordo com Stoecker (1989), após representados, graficamente, os valores do factor de atrito no interior dos canais e dos correspondentes número de Reynolds experimentais, representados na figura 4.18, ajustou-se-lhes uma curva de potência (coeficiente de determinação  $R^2 = 0,737$ ), tendo-se obtido os novos valores (valores ajustados a este permutador de placas) do coeficiente ( $k_{ch}$ ) e do expoente ( $z$ ) do número de Reynolds, referentes à equação (2.38), tendo-se obtido a seguinte expressão:

$$f_{ch} = \frac{24,4}{Re_{ch}^{0,53}} \quad (4.3)$$

onde  $Re_{ch}$  representa o número de Reynolds no interior dos canais.

De acordo com a forma como foram determinadas, as equações (4.2) e (4.3) são válidas para as propriedades físicas dos fluidos determinadas às respectivas temperaturas médias.

Para a determinação das variáveis de saída do modelo Sm relativo ao processo de transmissão de calor entre os dois fluidos e à perda de carga dos fluidos, utilizou-se uma metodologia análoga à exposta nos subcapítulos 2.4 e 2.6.

Atendendo ao exposto no subcapítulo 2.6, com base nas variáveis de entrada e nas constantes do modelo, do permutador de calor de placas, no intervalo dos números de Reynolds dos fluidos quente e frio, por canal ( $164 < Re_{qch} < 1432$  e  $132 < Re_{fch} < 876$ ), obtiveram-se os valores apresentados na tabela do Anexo E bem como, numa forma gráfica, nas figuras 4.19 a 4.26.

Assim, nas figuras 4.19 a 4.22 representam-se, graficamente, as variações da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU) e da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ), obtidas através do modelo Sm do permutador de placas, com o número de Reynolds no interior e um canal de fluido quente.

Por uma questão de clareza e para melhor ilustrar as referidas variações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a números de Reynolds no interior de um canal de fluido frio de cerca de 500, 640 e 860, respectivamente. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

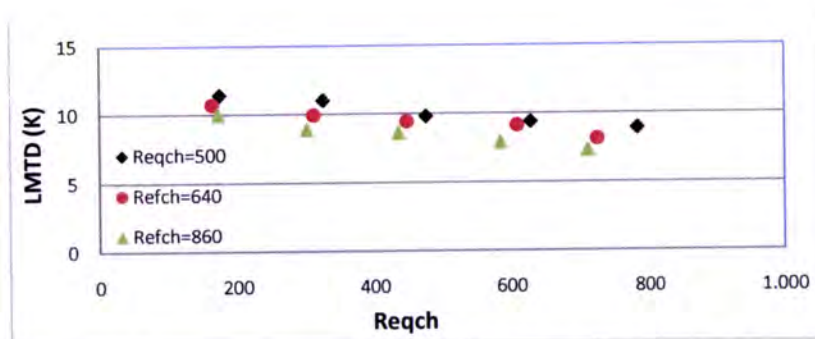


Fig. 4.19 - Variação do LMTD do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds de fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm.

Da figura 4.19, verifica-se que os valores da diferença média logarítmica de temperaturas do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, apresentam tendência para diminuir com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

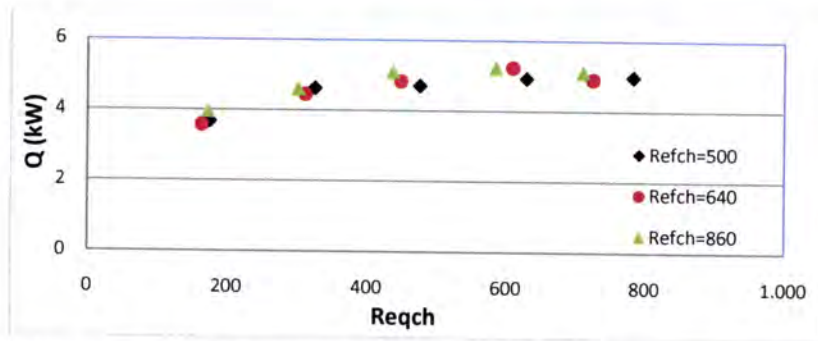


Fig. 4.20 - Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm.

Relativamente à figura 4.20, verifica-se que os valores da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

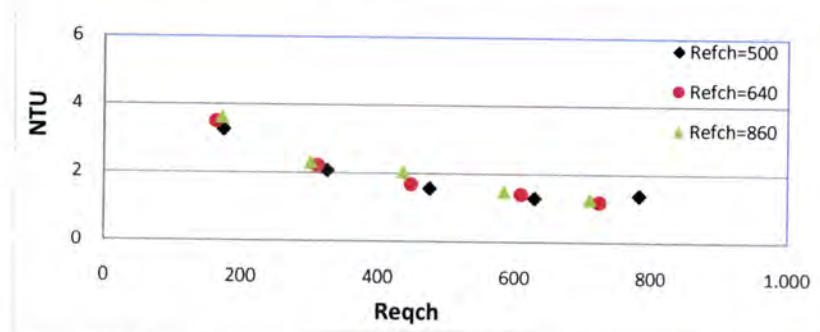


Fig. 4.21 - Variação do NTU do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm.

Na figura 4.21, verifica-se que os valores do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

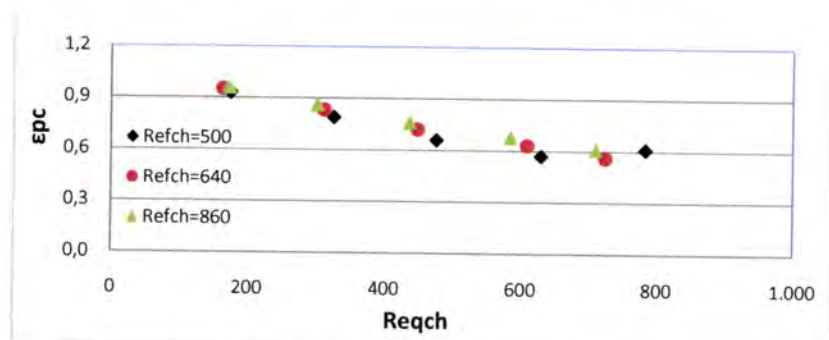


Fig. 4.22 - Variação da eficiência do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, para números de Reynolds do fluido frio por canal de 500, 640 e 860, utilizando o modelo Sm.

Da figura 4.22, verifica-se que os valores da eficiência do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, diminuem com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

Nas figuras 4.23 a 4.26, representam-se graficamente as variações dos números de Nusselt dos fluidos quente ( $Nu_q$ ) e frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de placas com o número de Reynolds no interior dos respectivos canais.

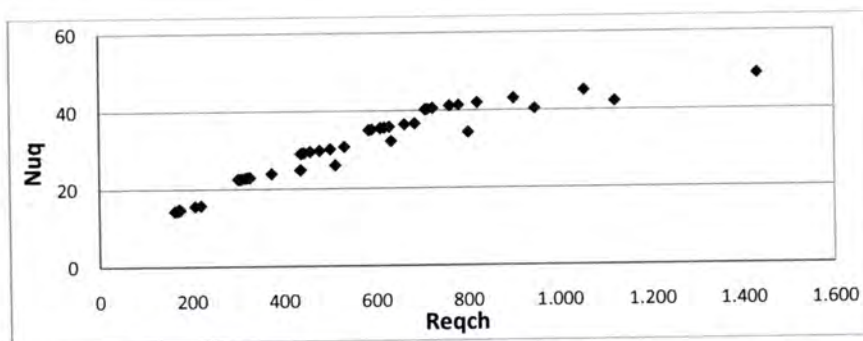


Fig. 4.23 - Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo Sm.

Relativamente à figura 4.23, verifica-se que os valores do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

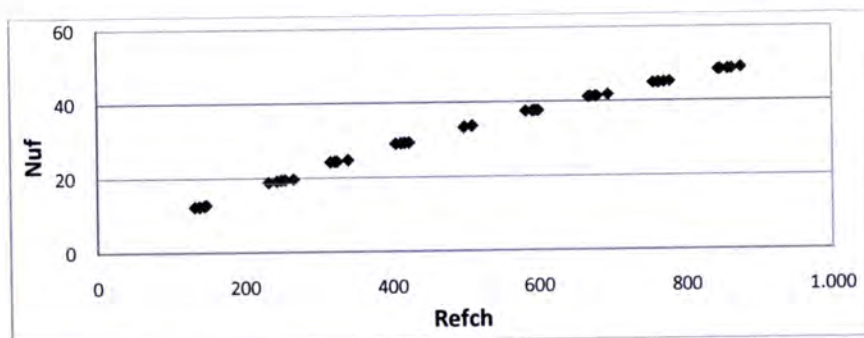


Fig. 4.24 - Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo Sm.

Da figura 4.24, verifica-se que, os valores do de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

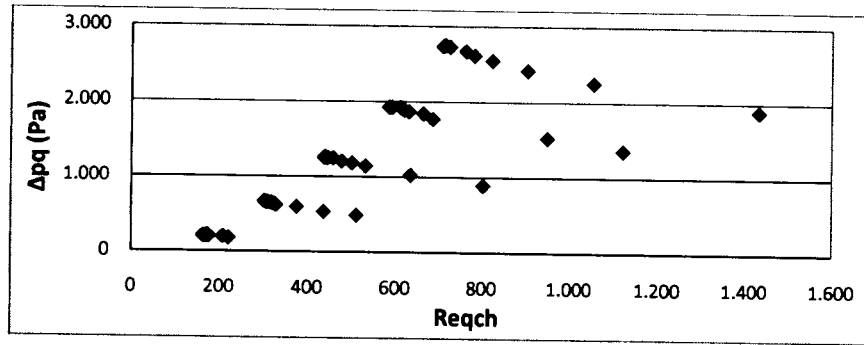


Fig. 4.25 - Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente, utilizando o modelo Sm.

Relativamente à figura 4.25, verifica-se que os valores obtidos através do modelo Sm, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

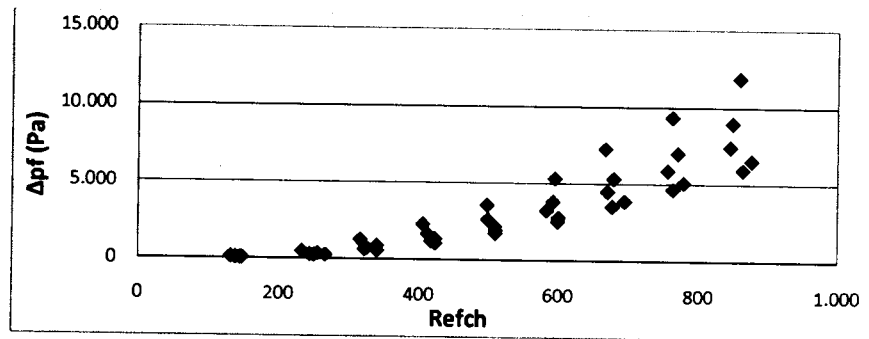


Fig. 4.26 - Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de placas com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio, utilizando o modelo Sm.

Na figura 4.26, verifica-se que os valores obtidos através do modelo Sm, aumentam com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

Tendo em atenção as condições dos ensaios e de acordo com as conclusões de Raju e Sand (1980), Cooper e Usher (1983), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), a evolução dos valores obtidos através do modelo Sm para a diferença média logarítmica de temperaturas, potência térmica, número de unidades de transferência de calor, números de Nusselt dos fluidos quente e frio e para a perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas estão de acordo com o expectável.

Dado que os números de Reynolds do escoamento dos fluidos no permutador de calor de placas calculados a partir de condições experimentais e através do modelo Sm são diferentes, de modo a poderem-se comparar as grandezas características do referido

permutador de calor, tomaram-se como variáveis independentes os caudais volumétricos dos fluidos, por canal.

Por uma questão de clareza e para melhor ilustrar as referidas comparações, adoptaram-se três séries de pontos correspondentes a caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, e caudais volumétricos de fluido quente de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h. É de salientar que estas séries são representativas do que se passa com as restantes.

Assim, nas figuras 4.27 a 4.32 representam-se, graficamente, as variações percentuais da diferença média logarítmica de temperaturas (LMTD), da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), do número de unidades de transferência de calor (NTU), da eficiência ( $\epsilon_{pc}$ ), do número de Nusselt do fluidos quente ( $Nu_q$ ) e da perda de carga do fluido quente ( $\Delta p_q$ ), do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo Sm, relativamente aos valores experimentais, com o número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

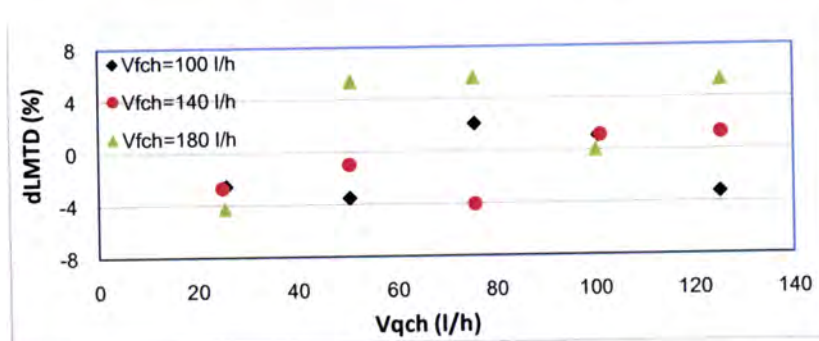


Fig 4.27 - Variação percentual do LMTD do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

A figura 4.27 mostra que a variação percentual da diferença média logarítmica de temperaturas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 8\%$  (desvio médio da ordem de  $+0,3\%$ ).

Relativamente à figura 4.28, verifica-se que a variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos

correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 8\%$  (desvio médio da ordem de  $-0,3\%$ ).

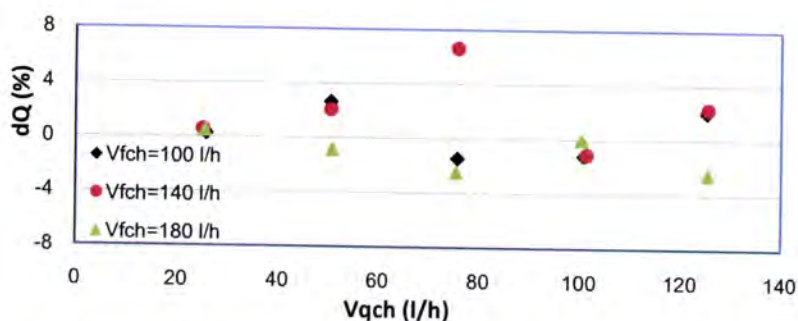


Fig 4.28 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

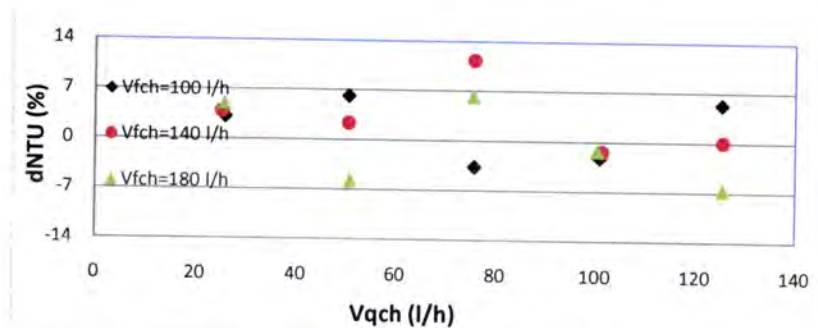


Fig 4.29 - Variação percentual do NTU do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Da figura 4.29, verifica-se que a variação percentual do número de unidades de transferência de calor do permutador de calor de placas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 14\%$  (desvio médio da ordem de  $+0,2\%$ ).

Na figura 4.30, verifica-se que a variação percentual da eficiência do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 10\%$  (desvio médio da ordem de  $+0,4\%$ ).



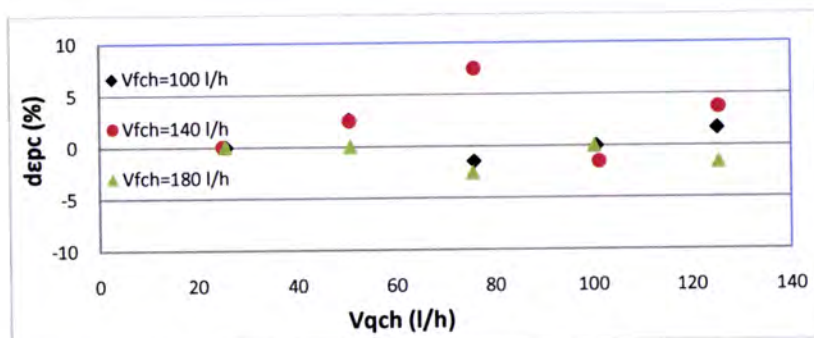


Fig 4.30 - Variação percentual da eficiência do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

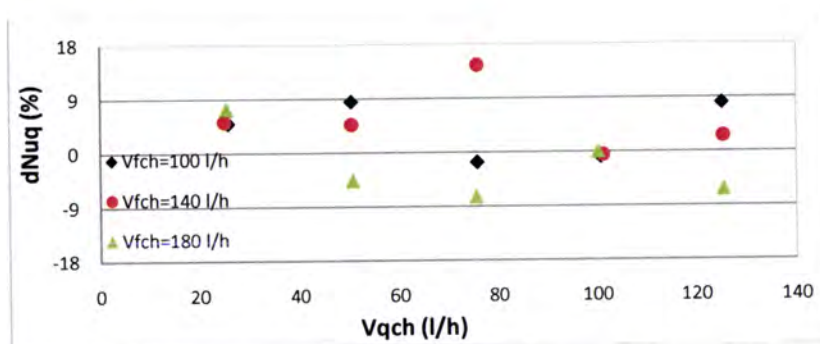


Fig 4.31 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

De acordo com a figura 4.31, verifica-se que a variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, utilizando o modelo analítico Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 18\%$  (desvio médio da ordem de  $+1,8\%$ ).

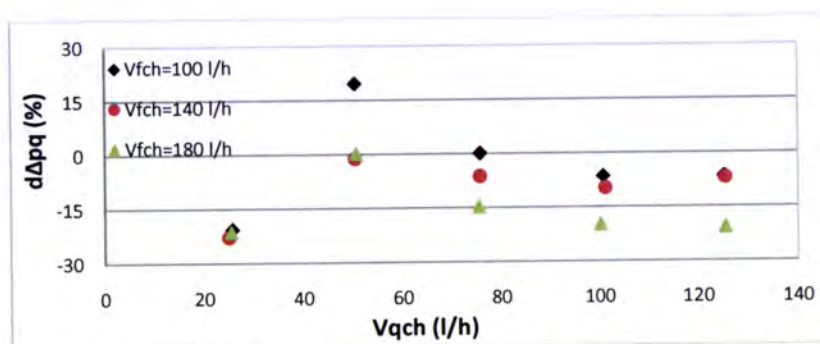


Fig 4.32 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, para caudais volumétricos de fluido frio por canal de 100 l/h, 140 l/h e 180 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Da figura 4.32, verifica-se que a variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 30\%$  (desvio médio da ordem de  $-1,9\%$ ).

Nas figuras 4.33 e 4.34, para valores do caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente de cerca de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, representam-se, graficamente, as variações percentuais do número de Nusselt do fluido frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga do fluido frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido no interior de um canal de fluido frio.

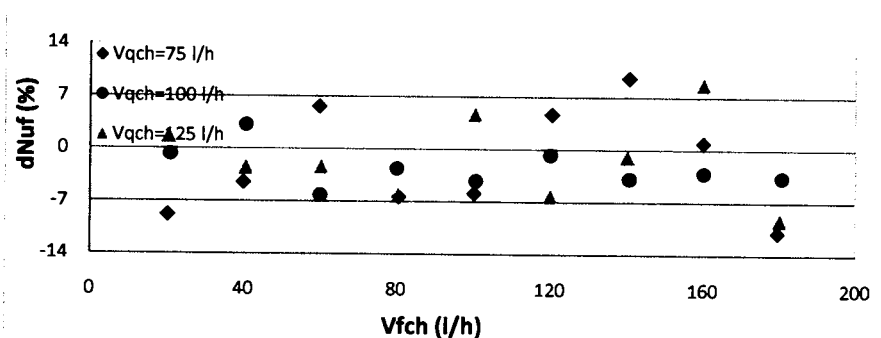


Fig 4.33 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

A figura 4.33 mostra que a variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 14\%$  (desvio médio da ordem de  $-2,2\%$ ).

Na figura 4.34, verifica-se que a variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, situam-se numa faixa de  $\pm 80\%$ . É ainda possível constatar que os referidos desvios assumem valores negativos que passam a positivos para caudais superiores a cerca 110 l/h, ou seja, inicialmente tem-se valores inferiores aos correspondentes valores experimentais e, para caudais volumétricos de fluido frio por canal superiores a

110 l/h, verifica-se que os valores da perda de carga do fluido frio são superiores aos correspondentes valores experimentais (desvio médio da ordem de +20,5 %)

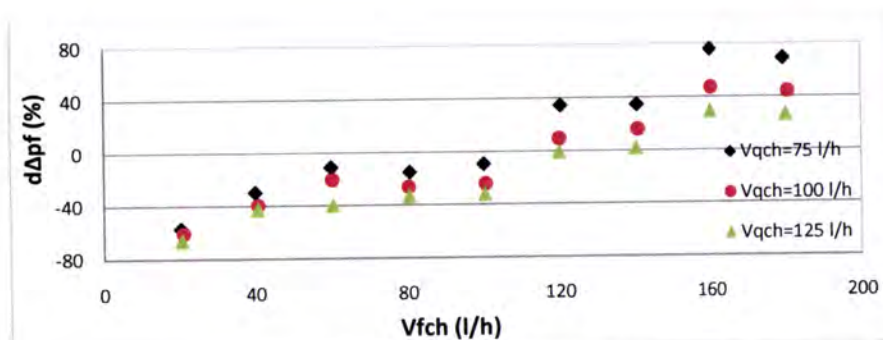


Fig 4.34 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, para caudais volumétricos de fluido quente por canal de 75 l/h, 100 l/h e 125 l/h, utilizando o modelo Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Tal como expectável, contrariamente ao modelo S, face aos resultados constantes do Anexo E e das figuras 4.27 a 4.31 e figura 4.33, pode-se concluir que os valores inerentes à transmissão de calor obtidos através do modelo Sm podem considerar-se satisfatórios, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios inferiores ao valor pré-definido de  $\pm 15\%$ .

Tal como para o modelo S, de acordo com o Anexo E e figuras 4.32 e 4.34, é possível concluir que os valores da perda de carga obtidos através do modelo Sm, particularmente para o fluido frio, não podem, igualmente, considerar-se aceitáveis, pois são superiores aos obtidos através do modelo S, ou seja, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 30\%$ . Devido à dispersão dos valores experimentais, este facto pode também ser verificado através do mau ajuste da curva representada na figura 4.18 (coeficiente de determinação  $R^2=0,737$ ).

Comparando os valores da perda de carga obtidos através dos modelos S e Sm, relativamente aos correspondentes valores experimentais, verifica-se que as variações percentuais possuem o mesmo sinal, ou seja vão desde desvios negativos a desvios positivos, o que indicia uma grande dispersão dos valores experimentais.

Conforme exposto no subcapítulo 3.4.1, no respeitante à perda de carga, uma das justificações para esta exagerada diferença percentual, entre valores previstos e valores observados, tal como sugere Martin (1996), deve-se, provavelmente, à maior ou menor deformação das placas, devido à variação da diferença de pressões entre as duas faces de uma mesma placa, a qual, por sua vez é função dos caudais de fluido quente e de fluido frio que se escoam no interior de canais adjacentes. Este efeito, contrariamente ao que se verificou relativamente ao número de Nusselt, figura 4.17 ( $R^2=0,976$ ), traduziu-se num pior ajustamento ( $R^2=0,737$ ) da curva de variação do factor de atrito aos valores experimentais, com o número de Reynolds, no interior dos canais, conforme se pode constatar da figura 4.18.

De forma a melhor ilustrar a influência desta provável deformação das placas na perda de carga dos fluidos, quente e frio, representaram-se, graficamente, os respectivos desvios percentuais ( $d\Delta p_q$  %, Pa e  $d\Delta p_f$  % Pa), determinados a partir do modelo Sm relativamente aos correspondentes valores experimentais, em função da relação entre os números de Reynolds dos fluidos quente e frio no interior dos canais ( $Rech^*$ ), como se representa nas figuras 4.35 e 4.36.

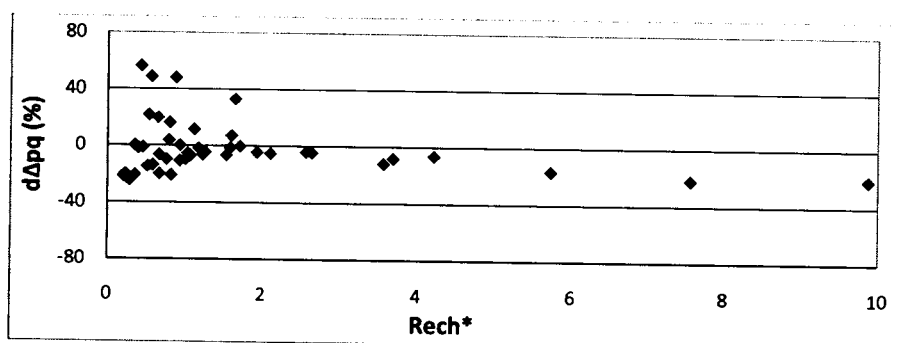


Fig. 4.35 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com a razão entre os números de Reynolds, obtidos através do modelo Sm e os correspondentes valores experimentais.

Como se pode constatar através da figura 4.35, à medida que a relação entre os números de Reynolds no interior dos canais ( $Rech^*$ ) toma valores inferiores à unidade os desvios percentuais da perda de carga do lado do fluido quente, obtidos através do modelo Sm relativamente aos correspondentes valores experimentais, tornaram-se, tendencialmente, maiores em valor absoluto, sugerindo alguma simetria. Para valores desta relação próximos da unidade os desvios percentuais da perda de carga do fluido quente estão

próximos do zero e para valores desta relação maiores do que a unidade os referidos desvios percentuais da perda de carga do fluido quente assumem valores tendencialmente negativos. Estas variações percentuais da perda de carga no interior de um canal de fluido quente sugerem uma variação da secção de escoamento.

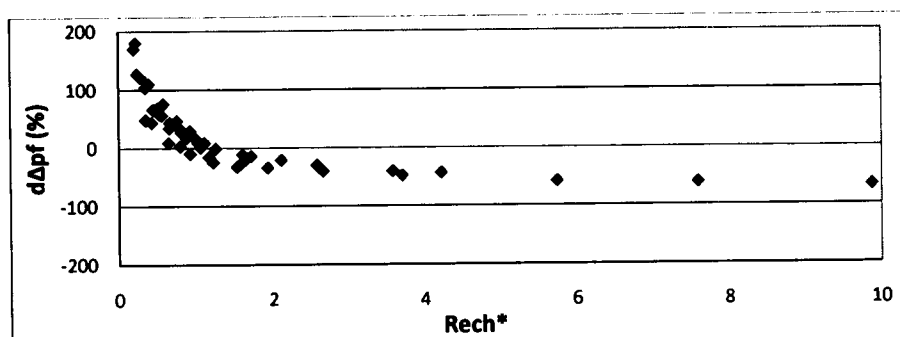


Fig. 4.36 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com a razão entre os números de Reynolds, obtidos através do modelo Sm e os correspondentes valores experimentais.

Relativamente à figura 4.36, à medida que a relação entre os números de Reynolds no interior dos canais ( $Rech^*$ ) toma valores inferiores unidade os desvios percentuais da perda de carga do lado do fluido frio, obtidos através do modelo Sm relativamente aos correspondentes valores experimentais, tomam valores positivos. Para valores desta relação próximos da unidade os referidos desvios percentuais assumem valores próximos do zero e para valores desta relação maiores do que a unidade estes desvios percentuais assumem valores tendencialmente negativos. Tal como para a perda de carga do fluido quente, estas variações percentuais da perda de carga no interior de um canal de fluido frio sugerem uma variação da secção de escoamento.

É ainda possível concluir que esta provável influência da deformação das placas do permutador de calor afecta igualmente os valores obtidos através do modelo S e tem uma expressão muito mais acentuada nos modelos de perda de carga do que nos modelos de transmissão de calor, os quais, nomeadamente, no respeitante ao modelo Sm conduziu a resultados próximos dos resultados experimentais.

Assim, para se conseguir melhorar, significativamente, os modelos de perda de carga dos fluidos quente e frio, no interior dos canais, seria necessário levar em linha de conta as prováveis deformações das placas. Esta questão não foi abordada pois considerou-se constituir matéria que não se enquadrava nos objectivos desta dissertação.

### **4.3. Sensibilidade do modelo analítico Sm**

Segundo Esteves (1999) e Pina (1995), excluindo a hipótese de enganos (erros grosseiros), a precisão de um cálculo pode ser afectada pelos seguintes tipos de erro:

- Erros de aproximação do modelo;
- Erros de discretização/truncatura/arredondamento;
- Erros nos dados de entrada.

De acordo com Esteves (1999), os erros de aproximação do modelo são normalmente resultantes das imprecisões introduzidas no modelo inerentes ao processo de modelação. Nesta dissertação os erros de aproximação do modelo são resultantes das hipóteses simplificativas admitidas no subcapítulo 2.1.

No sentido de minimizar os efeitos dos erros de discretização e/ou de truncatura e/ou de arredondamento, neste estudo adoptaram-se as seguintes medidas:

- Todas as operações foram efectuadas com 16 dígitos;
- Evitaram-se representações em aritmética de ponto flutuante.

Para se avaliar a sensibilidade do modelo Sm, do permutador de calor de placas, consideraram-se as condições de ensaio correspondentes à potência máxima (ensaio experimental 27) e fez-se variar a temperatura de entrada e a viscosidade do fluido frio, tendo em atenção a metodologia exposta por Whiting (1996) e Clarke et al. (2001).

As variações introduzidas na temperatura de entrada e na viscosidade do fluido frio justificam-se pelo facto de, na realidade, em instalações de máquinas marítimas, a água de arrefecimento dos permutadores de calor (fluido frio) estar sujeita a grandes variações nas suas temperatura e viscosidade, devido ao facto dos navios poderem navegar por diferentes latitudes e longitudes.

Assim, relativamente ao fluido frio (ensaio 27), fez-se variar a sua temperatura de entrada de  $\pm 10\%$  e  $\pm 5\%$  e a sua viscosidade de  $\pm 20\%$  e  $\pm 10\%$ , tendo-se através do modelo Sm obtido os valores dos principais parâmetros de desempenho do permutador de calor de placas (LMTD, potência térmica, NTU, eficiência, números de Nusselt dos

fluidos quente e frio e perda de carga dos fluidos quente e frio) apresentados no Anexo F, verificando-se que:

Para uma variação na temperatura de entrada do fluido frio de +10%, a diferença média logarítmica de temperaturas diminui de 10,6%, a potência térmica diminui de 9,6%, o número de unidades de transferência de calor aumenta de 1,1%, a eficiência mantém-se constante, o número de Nusselt do fluido quente aumenta de 0,7%, o número de Nusselt do fluido frio aumenta de 1%, a perda de carga do fluido quente diminui de 1,2% e a perda de carga do fluido frio diminui de 1,1%.

Para uma variação na temperatura de entrada do fluido frio de +5%, a diferença média logarítmica de temperaturas diminui de 5,3%, a potência térmica diminui de 4,7%, o número de unidades de transferência de calor aumenta de 0,6%, a eficiência mantém-se constante, o número de Nusselt do fluido quente aumenta de 0,3%, o número de Nusselt do fluido frio aumenta de 0,4%, a perda de carga do fluido quente diminui de 0,6% e a perda de carga do fluido frio diminui de 0,6%.

Para uma variação na temperatura de entrada do fluido frio de -5%, a diferença média logarítmica de temperaturas aumenta de 5,3%, a potência térmica aumenta de 4,7%, o número de unidades de transferência de calor diminui de 0,6%, a eficiência e o número de Nusselt do fluido quente mantêm-se constantes, o número de Nusselt do fluido frio diminui de 0,6%, a perda de carga do fluido quente aumenta de 0,6% e a perda de carga do fluido frio aumenta de 0,6%.

Para uma variação na temperatura de entrada do fluido frio de -10%, a diferença média logarítmica de temperaturas aumenta de 10,6%, a potência térmica aumenta de 9,6%, o número de unidades de transferência de calor diminui de 0,6%, a eficiência mantém-se constantes, o número de Nusselt do fluido quente diminui de 0,3%, o número de Nusselt do fluido frio diminui de 1%, a perda de carga do fluido quente aumenta de 1,1% e a perda de carga do fluido frio aumenta de 1,1%.

Para uma variação na viscosidade do fluido frio à entrada de +20%, a diferença média logarítmica de temperaturas aumenta 1,1%, a potência térmica diminui de 0,8%, o número de unidades de transferência de calor diminui de 1,7%, a eficiência diminui de

1,3%, o número de Nusselt do fluido quente aumenta de 0,3%, o número de Nusselt do fluido frio diminui de 5,8%, a perda de carga do fluido quente diminui de 0,1% e a perda de carga do fluido frio mantém-se constante.

Para uma variação da viscosidade do fluido frio à entrada de +10%, a diferença média logarítmica de temperaturas mantém-se constante, a potência térmica diminui de 0,4%, o número de unidades de transferência de calor diminui de 1,1%, a eficiência e o número de Nusselt do fluido quente mantêm-se constantes, o número de Nusselt do fluido frio diminuição de 3,1% e as perdas de carga dos fluidos frio mantêm-se constantes.

Para uma variação da viscosidade do fluido frio à entrada de -10%, a diferença média logarítmica de temperaturas diminui de 1,1%, a potência térmica aumenta de 0,6%, o número de unidades de transferência de calor aumenta de 1,1%, a eficiência e o número de Nusselt do fluido quente mantêm-se constantes, o número de Nusselt do fluido frio aumenta de 3,5% e as perdas de carga dos fluidos quente e frio mantêm-se constantes.

Para uma variação da viscosidade do fluido frio à entrada de -20%, a diferença média logarítmica de temperaturas diminui de 2,1%, a potência térmica aumenta de 1%, o número de unidades de transferência de calor aumenta de 2,2%, a eficiência aumenta de 1,3%, o número de Nusselt do fluido quente mantêm-se constante, o número de Nusselt do fluido frio aumenta de 7,4%, a perda de carga do fluido quente aumenta de 0,1% e a perda de carga do fluido frio mantém-se constante.

Assim, quanto à sensibilidade do modelo  $Sm$  do permutador de calor de placas é possível concluir que:

A variação da temperatura de entrada do fluido frio afecta fundamentalmente a diferença média logarítmica de temperaturas e a potência térmica. Esta variação de temperatura não tem influência na eficiência do permutador e as restantes grandezas (número de unidades de transferência de calor, números de Nusselt e perdas de carga) são apenas ligeiramente afectadas (cerca de 1%).



A variação da viscosidade do fluido frio afecta fundamentalmente o número de Nusselt do fluido frio. Esta variação da viscosidade quase que não tem influência nas restantes grandezas (diferença média logarítmica de temperaturas, potência térmica, número de unidades de transferência de calor, eficiência, número de Nusselt do fluido quente e perda de carga dos fluidos) são, apenas, ligeiramente afectadas (provoca desvios inferiores a 2%).

#### **4.4. Conclusões**

As correlações do modelo S relativas ao processo de transmissão de calor entre os fluidos, dentro da gama dos números de Reynolds dos ensaios realizados, quando aplicadas ao permutador de calor de placas ensaiado, não podem considerar-se aceitáveis, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 15\%$ .

As correlações do modelo S relativas à perda de carga dos fluidos, dentro da gama dos números de Reynolds dos ensaios realizados, quando aplicadas ao permutador de calor de placas ensaiado, não podem considerar-se aceitáveis, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 30\%$ .

As correlações do modelo  $S_m$  relativas ao processo de transmissão de calor entre os fluidos, dentro da gama dos números de Reynolds dos ensaios realizados, quando aplicadas ao permutador de calor de placas ensaiado, podem considerar-se aceitáveis, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios inferiores ao valor pré-definido de  $\pm 15\%$ .

Tal como as do modelo S, as correlações do modelo analítico  $S_m$  relativas à perda de carga dos fluidos, dentro da gama dos números de Reynolds dos ensaios realizados, quando aplicadas ao permutador de calor de placas ensaiado, não podem considerar-se aceitáveis, particularmente no respeitante à perda de carga do fluido frio, pois, relativamente aos correspondentes valores experimentais, apresentam desvios superiores

ao valor pré-definido de  $\pm 30\%$ . Esta exagerada diferença percentual, entre valores previstos e valores observados, tal como sugere Martin (1966), deve-se, provavelmente, à maior ou menor deformação das placas, devido à variação da diferença de pressões entre duas faces de uma mesma placa, a qual pode provocar alterações nas secções de escoamento dos fluidos.

Quanto à sensibilidade do modelo  $Sm$  pode-se concluir que a variação da temperatura de entrada do fluido frio afecta, de forma mais significativa, a diferença média logarítmica de temperaturas e a potência térmica e a variação da viscosidade do fluido frio afecta, de forma mais significativa, o número de Nusselt do fluido frio.

## CAPÍTULO 5

### RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS DO PERMUTADOR DE CALOR DE PLACAS

Este capítulo tem como objectivos a apresentação dos valores dos principais parâmetros característicos do permutador de calor de placas obtidos através de simulação numérica, e sua comparação com os resultados obtidos através dos modelos analíticos S e Sm e resultados experimentais. São ainda apresentadas as principais conclusões relativamente à influência da variação do domínio de cálculo e das condições de fronteira no funcionamento do permutador de calor de placas, obtidas através de simulação numérica.

#### 5.1. Placas corrugadas com condições de fronteira periódicas

Utilizando o código comercial Fluent (2001a, 2001b, 2001c e 2001d) e levando em atenção o exposto no subcapítulo 2.7, simulou-se o funcionamento do permutador de calor de placas ensaiado através de um canal de fluido quente e de um canal de fluido frio, tendo-se considerado as seguintes hipóteses:

- escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas com corrugações cónicas inclinadas de um ângulo de  $23,3^\circ$ , um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número infinito de placas), placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:  
Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidade uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;  
Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica (gradiente de pressão nulo), energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;

Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos) adiabáticas;  
Planos de simetria do canal de fluido frio: condições de fronteira periódicas.

Relativamente às velocidades (proporcionais aos caudais volumétricos) e às temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio nos canais, nas simulações numéricas, de modo a se poderem comparar os resultados numéricos com os resultados experimentais, impuseram-se 12 diferentes temperaturas e caudais volumétricos, iguais aos utilizados nos ensaios experimentais 3, 9, 15, 18, 20, 22, 26, 27, 30, 32, 39 e 41. Estas 12 condições foram escolhidas por se considerarem ser as mais representativas dos ensaios realizados, pois cobrem a gama de temperaturas e caudais volumétricos utilizadas nos ensaios experimentais realizados.

Atendendo ao exposto no subcapítulo 2.6, com base nas variáveis de entrada e nas constantes do modelo, do permutador de calor de placas, no intervalo dos números de Reynolds dos fluidos quente e frio, por canal ( $164 < Re_{qch} < 1432$  e  $132 < Re_{fch} < 876$ ), obtiveram-se os valores apresentados na tabela do Anexo G, bem como, numa forma gráfica, nas figuras 5.1 a 5.5.

Nas figuras 5.1 a 5.5, representam-se, graficamente, as variações da potência térmica ( $\dot{Q}$ ), dos números de Nusselt dos fluidos quente ( $Nu_q$ ) e frio ( $Nu_f$ ) e da perda de carga dos fluidos quente ( $\Delta p_q$ ) e frio ( $\Delta p_f$ ), do permutador de placas com o número de Reynolds no interior dos canais.

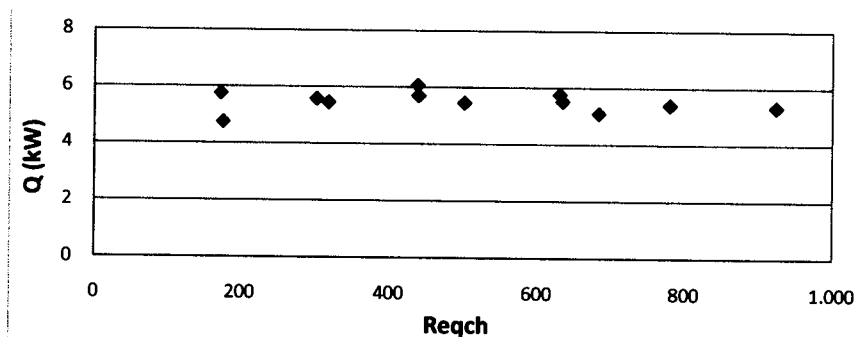


Fig. 5.1 - Variação da potência térmica do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.1, verifica-se que, através de simulação numérica, os valores da potência térmica do permutador de placas variam entre cerca de 4,7 kW (ensaio 3) e cerca de 6,1 kW (ensaio 27) e apresentam um valor médio de cerca de 5,5 kW. Estes valores não apresentam uma dependência clara do número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

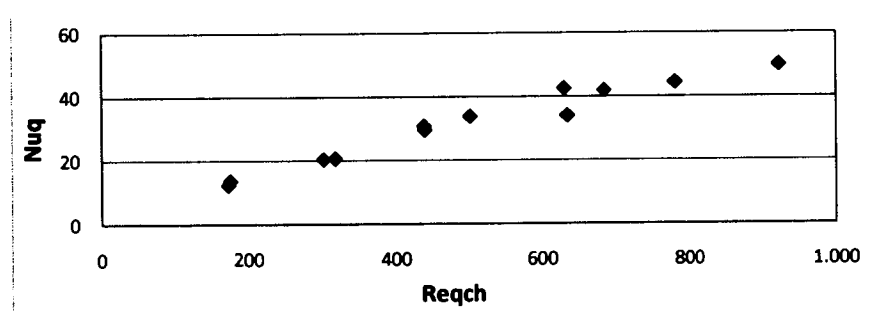


Fig. 5.2 - Variação do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

Da figura 5.2, verifica-se que, através de simulação numérica, os valores do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas variam entre cerca de 12,4 (ensaio 9) e cerca de 49,9 (ensaio 39) e apresentam um valor médio de cerca de 31,2. Estes valores têm tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

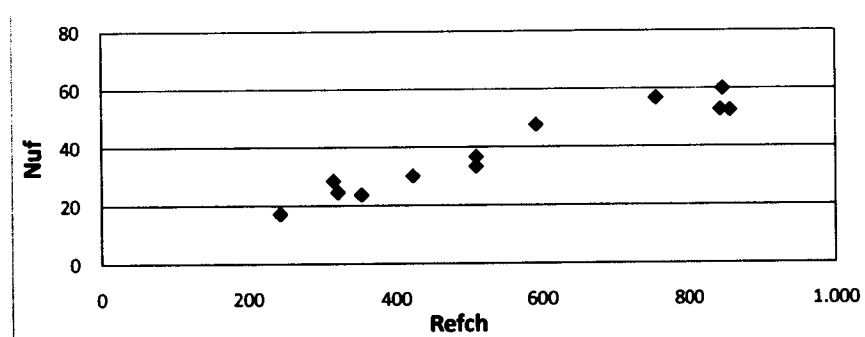


Fig. 5.3 - Variação do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de canal de fluido frio obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.3, verifica-se que, através de simulação numérica, os valores do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas variam entre cerca de 23,8 (ensaio 39) e cerca de 60 (ensaio 18) e apresentam um valor médio de

cerca de 38,7. Estes valores têm tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

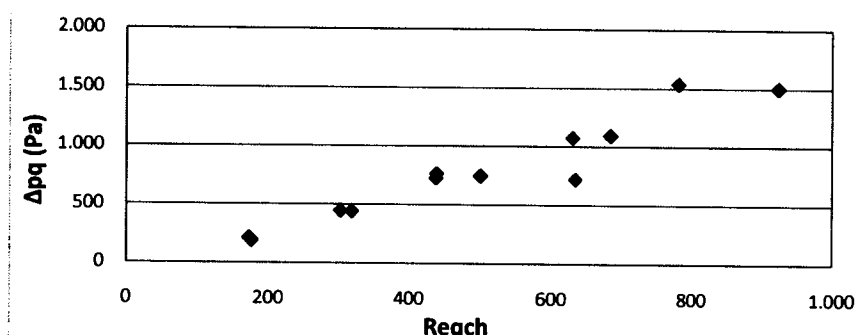


Fig. 5.4 - Variação da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de canal de fluido quente obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

Na figura 5.4, verifica-se que, através de simulação numérica, os valores da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas variam entre cerca de 190 Pa (ensaio 3) e cerca de 1538 Pa (ensaio 41) e apresentam um valor médio de cerca de 788Pa. Estes valores têm tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds no interior de um canal de fluido quente.

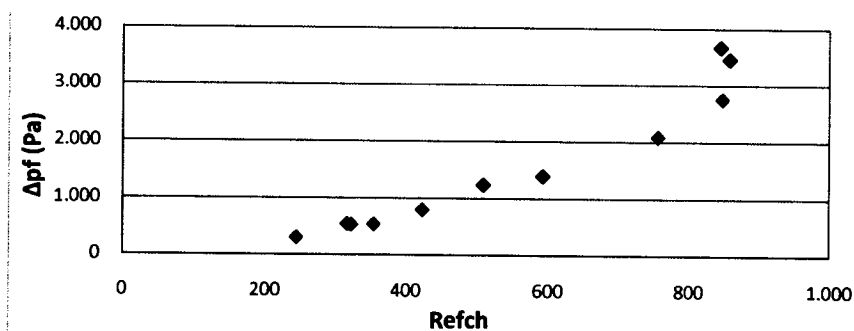


Fig. 5.5 - Variação da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o número de Reynolds no interior de canal de fluido frio obtida através de simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.5, verifica-se que, através de simulação numérica, os valores da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas variam entre cerca de 308 Pa (ensaio 20) e cerca de 3667 Pa (ensaio 27) e apresentam um valor médio de cerca de 1546 Pa. Estes valores têm tendência a aumentar com o aumento do número de Reynolds no interior de um canal de fluido frio.

Tendo em atenção as condições dos ensaios e de acordo com as conclusões de Raju e Sand (1980), Cooper e Usher (1983), Saunders (1988) e Hewitt et al. (1994), a evolução dos valores obtidos através de simulação numérica para a potência térmica, os números de Nusselt dos fluidos quente e frio e para a perda de carga dos fluidos quente e frio do permutador de calor de placas estão de acordo com o expectável.

De forma a ilustrar o comportamento dos fluidos no interior de canais corrugados, com base no código comercial utilizado, representaram-se o campo de velocidades e os perfis de temperaturas correspondentes aos ensaios 3 e 39 (para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio e para diferentes caudais volumétricos de fluido quente).

Assim, na figura 5.6, representa-se o campo de velocidades segundo um plano  $[y, z]$  a meio da dimensão  $x$  para um caudal volumétrico de fluido frio de 300 l/h (constante). Na figura 5.6a) o referido campo de velocidades foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente de cerca de 100 l/h e na figura 5.6b) foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente de cerca de 500 l/h.

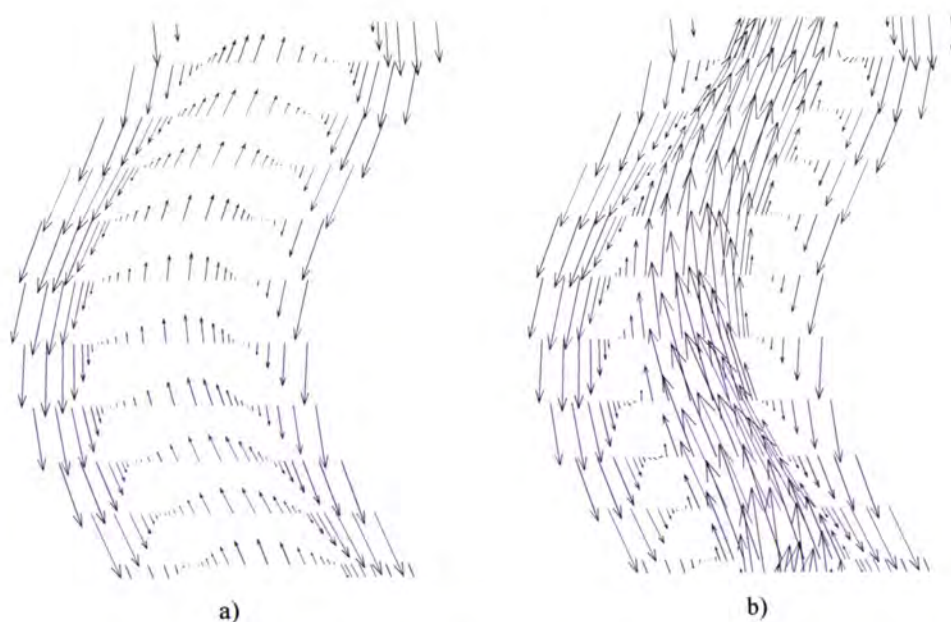


Fig. 5.6 – Distribuição de velocidades no interior dos canais do permutador de calor de placas segundo um plano  $[y, z]$  a meio da dimensão  $x$  (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Relativamente à figura 5.6, onde se representa o campo de velocidades entre duas placas com corrugações, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio ( $Re_{fch}=270$ ), à medida que o número de Reynolds do fluido quente aumenta as zonas de recirculação vão-se tornando mais acentuadas (ensaio 3,  $Re_{qch}=110$ , figura 5.6a); ensaio 39,  $Re_{qch}=560$ , figura 5.6b)), o que aumenta a turbulência do escoamento e, conseqüentemente, intensifica a transferência de calor.

Nas figuras 5.7 e 5.8, representam-se os perfis de temperaturas segundo um plano  $[y, z]$  a meio da dimensão  $x$  e segundo uma superfície coincidente com uma placa corrugada, respectivamente, para um caudal volumétrico de fluido frio de cerca de 300 l/h e para caudais volumétricos de fluido quente de cerca de 100 l/h e de 500 l/h.

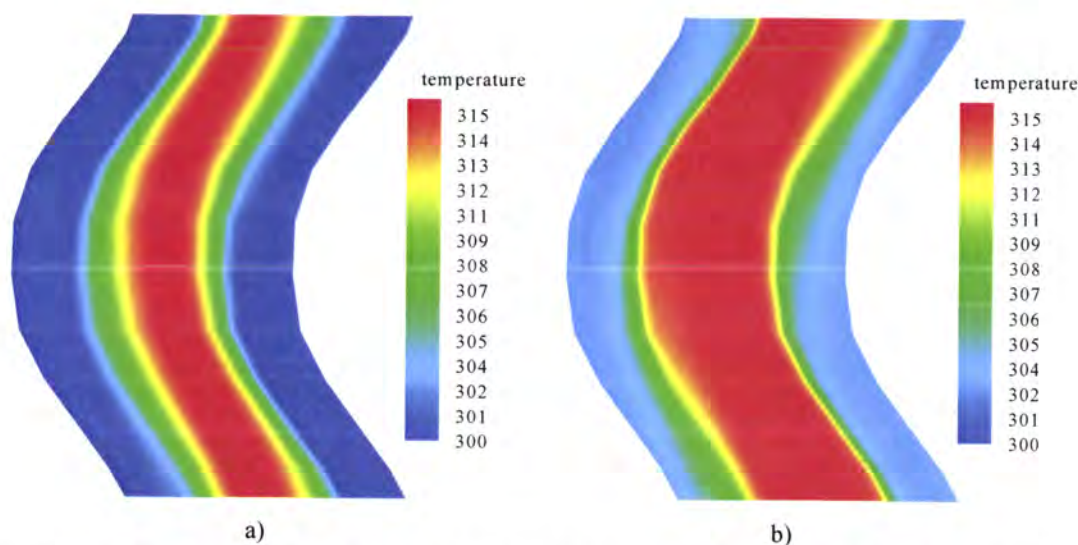


Fig. 5.7 – Perfil de temperaturas no interior dos canais do permutador de calor de placas segundo um plano  $[y, z]$  a meio da dimensão  $x$  (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Relativamente à figura 5.7, onde se representa o perfil de temperaturas entre duas placas com corrugações, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio ( $Re_{fch}=270$ ), à medida que o número de Reynolds do fluido quente aumenta existe uma maior aproximação entre as temperaturas dos fluidos quente e frio (ensaio 3,  $Re_{qch}=110$ , figura 5.7a); ensaio 39,  $Re_{qch}=560$ , figura 5.7b)). Verifica-se também que, ao longo de uma secção recta e contrariamente ao que é admitido nos modelos S e Sm que consideram o escoamento unidimensional, o perfil de temperaturas não é uniforme.



Relativamente à figura 5.8, onde se representa o perfil de temperaturas numa superfície coincidente com a placa com corrugações, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio ( $Re_{fch}=270$ ), sendo o escoamento tridimensional, ao longo de uma secção horizontal o perfil de temperaturas não é uniforme. À medida que o número de Reynolds do fluido quente aumenta este efeito vai-se acentuando (ensaio 3,  $Re_{qch}=110$ , figura 5.8a); ensaio 39,  $Re_{qch}=560$ , figura 5.8b)). É de notar que em escoamento unidimensional o referido perfil de temperaturas é considerado uniforme (modelos S e Sm).

Os perfis de velocidade e de temperatura obtidos (figuras 5.6 a 5.8) estão em consonância com a bibliografia consultada, nomeadamente Focke and Knibbe (1986), Grijspeerdt et al. (2003), Galeazzo et al. (2006) e Kanaris et al. (2006).

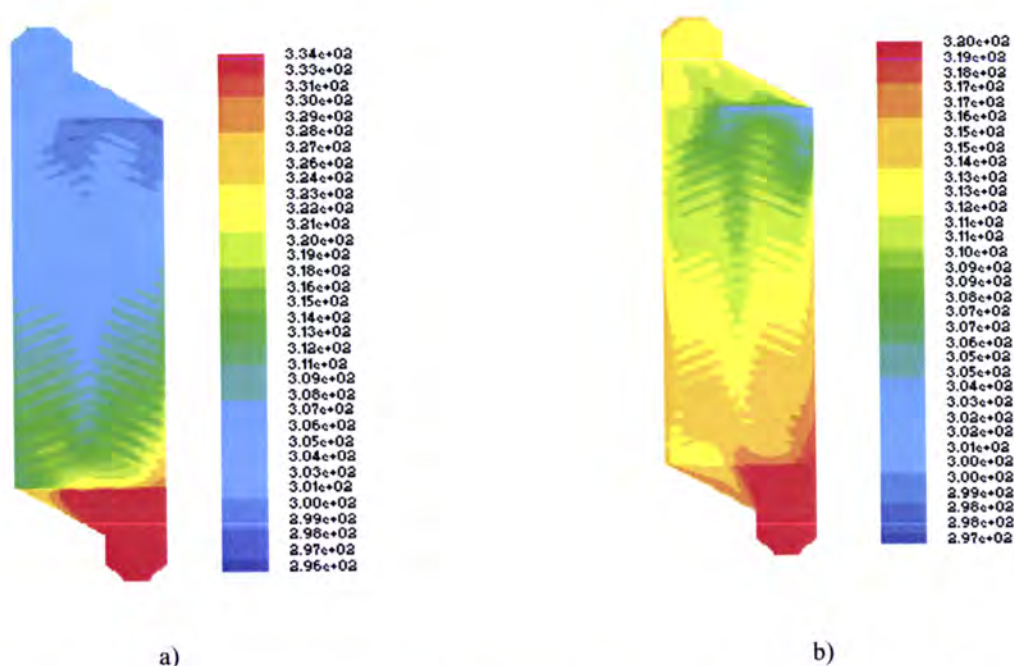


Fig. 5.8 – Perfil de temperaturas no interior de um canal do permutador de calor de placas segundo uma superfície coincidente com uma placa (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Como os números de Reynolds do escoamento dos fluidos no permutador de calor de placas, calculados a partir de condições experimentais e calculados através de simulação numérica, são diferentes, de modo a se poderem comparar as grandezas características do referido permutador de calor, tomou-se como variável independente o caudal volumétrico dos fluidos, por canal e continuaram a considerar-se condições idênticas

àquelas em que foram realizados 12 ensaios experimentais (ensaios 3, 9, 15, 18, 20, 22, 26, 27, 30, 32, 39 e 41).

Nas figuras 5.9 a 5.13 representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, dos números de Nusselt e das perdas de carga dos fluidos quente e frio, obtidas através de simulação numérica tridimensional, relativamente aos valores experimentais, com os respectivos caudais volumétricos por canal.

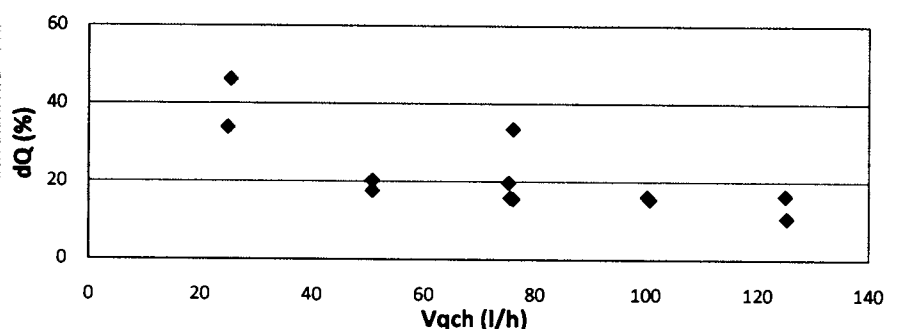


Fig. 5.9 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.

De acordo com a figura 5.9, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos por simulação numérica relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente, situam-se entre cerca de +10,7 % (ensaio 41) e cerca de +46,2 % (ensaio 9), apresentam um desvio médio da ordem de +21,8 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados diminuem através de valores positivos (potência térmica superior aos correspondentes valores experimentais).

Relativamente à potência térmica do permutador de calor de placas, as diferenças anteriormente referidas, podem ser explicadas pelo facto do permutador de calor não ser adiabático e os quatro sensores de temperatura estarem montados em tubos de cobre, não isolados e afastados cerca de 20 cm do permutador, o que na realidade configura uma condição diferente da adoptada na simulação numérica, onde se consideraram um número infinito de placas e as temperaturas de entrada e de saída dos fluidos junto ao permutador de calor.

Da figura 5.10, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos por simulação numérica relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente, situam-se entre cerca de -15,5 % (ensaio 15) e cerca de +17,6 % (ensaio 32) e apresentam um desvio médio da ordem de +3 %.

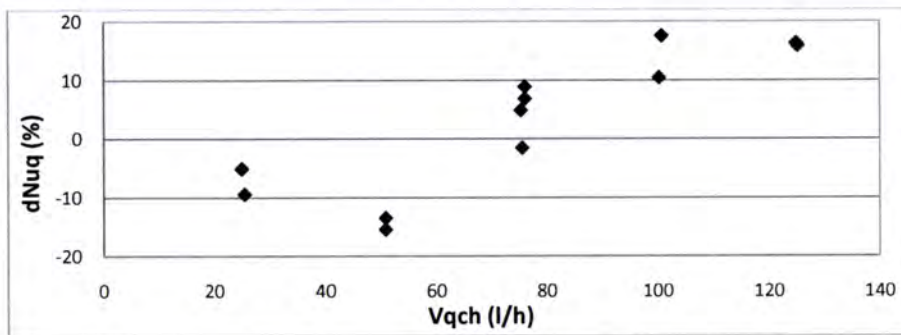


Fig. 5.10 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.

À medida que o referido caudal vai aumentando, os desvios percentuais verificados passam de valores negativos para valores positivos (para valores de caudal volumétrico do fluido quente por canal inferiores a 80 l/h os números de Nusselt do fluido quente são inferiores aos correspondentes valores experimentais e para valores de caudal volumétrico de fluido quente por canal superiores a cerca de 80 l/h os número de Nusselt do fluido quente são superiores aos correspondentes valores experimentais).

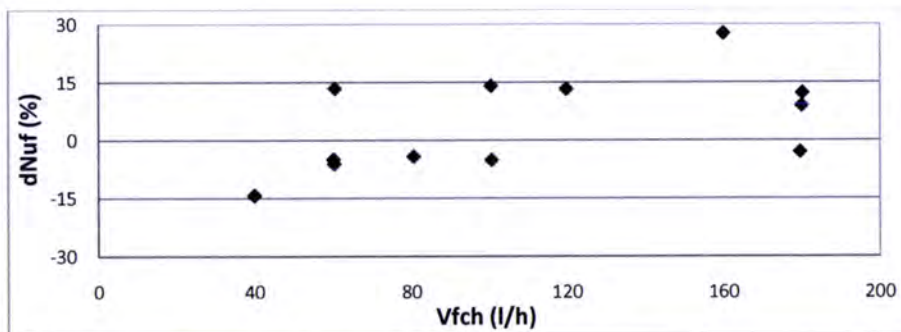


Fig. 5.11 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Na figura 5.11, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos por simulação numérica relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido frio, situam-se entre cerca de -14,2 % (ensaio 20) e cerca de +27,7 % (ensaio 26) e apresentam um desvio médio da ordem de +4,3 %.

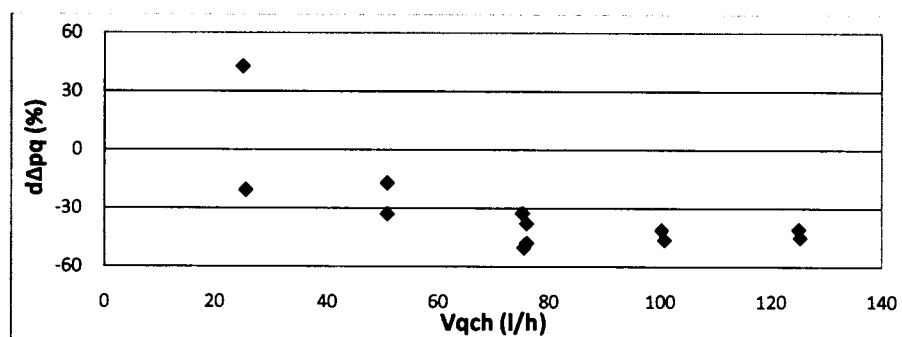


Fig. 5.12 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas como caudal volumétrico no interior de um canal fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Na figura 5.12, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos por simulação numérica relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido quente, situam-se entre cerca de -50,3 % (ensaio 27) e cerca de +42,9 % (ensaio 3) e apresentam um desvio médio da ordem de -30,8 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados são maioritariamente negativos (perda de carga do fluido quente inferior aos correspondentes valores experimentais).

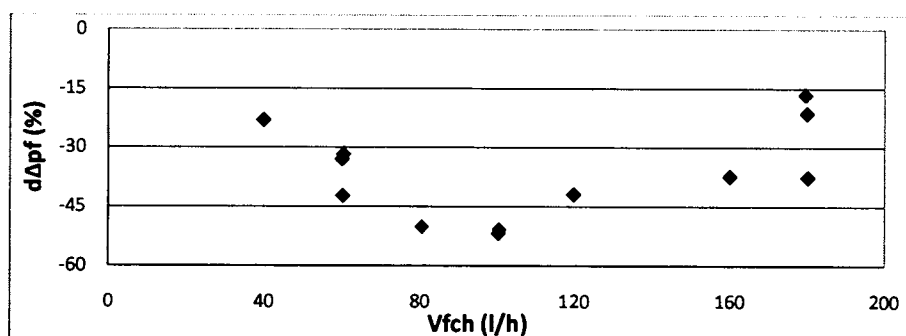


Fig. 5.13 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas com condições de fronteira periódicas), relativamente aos correspondentes valores experimentais.

Na figura 5.13, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos por simulação numérica relativamente aos correspondentes valores experimentais, com o caudal volumétrico de fluido frio, situam-se entre cerca de -51,8 % (ensaio 41) e cerca de -16,6 % (ensaio 27) e apresentam um desvio médio da ordem de -36,4 %. Os desvios verificados são sempre negativos (perda de carga do fluido frio inferior aos correspondentes valores experimentais).

Relativamente à perda de carga dos fluidos quente e frio, as diferenças anteriormente referidas podem ser explicadas não só através da instabilidade mecânica, anteriormente referida, originada pela forma como as placas estão dispostas no permutador de calor, como também pelo facto do desenho e o número de corrugações por placa ter, na realidade, uma geometria ligeiramente diferente da adoptada na simulação numérica.

Assim, tomando como referência os resultados experimentais, comparando os resultados obtidos através do modelo analítico  $S_m$  com os resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional é possível concluir que, através de simulação numérica, os valores obtidos para a potência térmica apresentam maiores desvios percentuais, os desvios percentuais obtidos para os números de Nusselt e para a perda de carga do fluido quente são, respectivamente, da mesma ordem de grandeza e relativamente à perda de carga do fluido frio os desvios percentuais são bastante inferiores.

Para melhor ilustrar as diferenças anteriormente referidas, relativamente aos valores dos números de Nusselt e da perda de carga, nas figuras 5.14 e 5.15 comparam-se, graficamente, os resultados experimentais com as curvas representativas dos resultados obtidos através dos modelos analíticos  $S$  e  $S_m$  e os resultados obtidos por simulação numérica 3D, em função do caudal volumétrico por canal.

Da figura 5.14, verifica-se que os valores do número de Nusselt obtidos através do modelo analítico  $S_m$  são os que mais se aproximam dos valores experimentais. Para baixos valores do caudal volumétrico por canal, os valores do número de Nusselt obtidos através de simulação numérica tridimensional aproximam-se dos valores obtidos através do modelo  $S_m$  e à medida que o caudal volumétrico por canal aumenta,

os referidos valores numéricos vão-se aproximando dos valores obtidos através do modelo analítico S. Por outro lado, à medida que o caudal volumétrico por canal vai aumentando, os valores obtidos através do modelo analítico S vão-se afastando dos valores obtidos através do modelo analítico Sm.

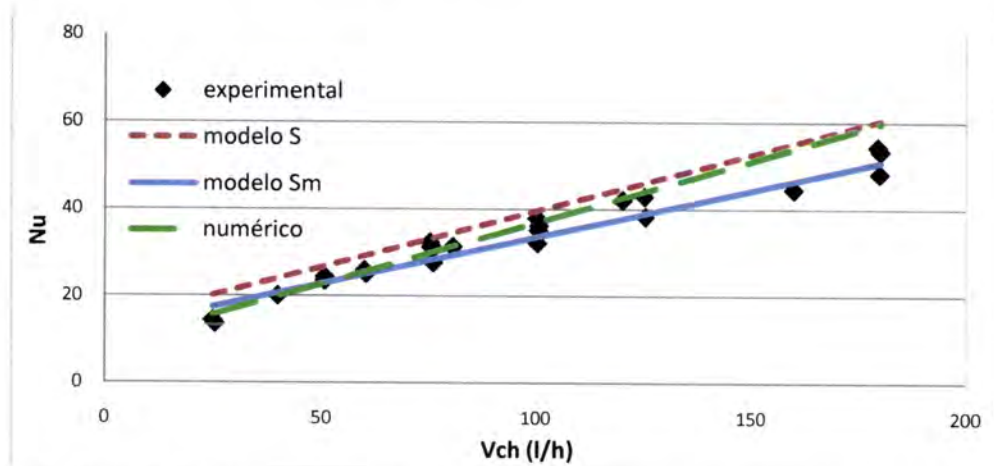


Fig. 5.14 – Variação do número de Nusselt no interior dos canais do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico por canal obtidos experimentalmente, através dos modelos S e Sm e por simulação numérica 3D (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

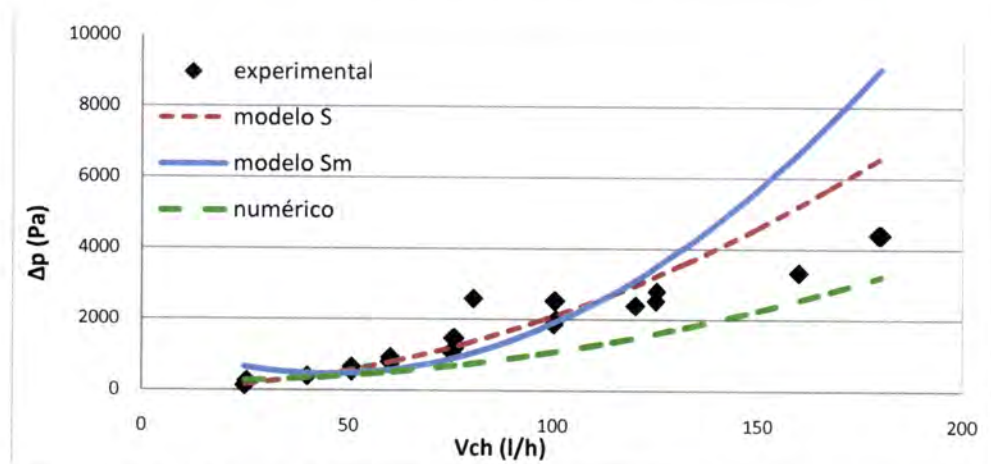


Fig. 5.15 – Variações da perda de carga dos fluidos no interior dos canais do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico por canal obtidos experimentalmente, através dos modelos S e Sm e por simulação numérica 3D (placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

Na figura 5.15, verifica-se que, para a gama de caudais volumétricos por canal considerados, os valores da perda de carga obtidos através de simulação numérica tridimensional são os que mais se aproximam dos respectivos valores experimentais. Para baixos valores do caudal volumétrico por canal (até cerca de 80 l/h), os valores da perda de carga dos fluidos, obtidos através de simulação numérica aproximam-se dos

valores experimentais e dos obtidos através dos modelos analíticos S e Sm. Com o aumento do caudal volumétrico por canal estes valores vão-se afastando dos valores experimentais, verificando-se que, para elevados caudais volumétricos por canal (acima de cerca de 130 l/h), os valores obtidos através do modelo analítico Sm são os que mais se afastam dos valores experimentais

As equações (5.1) a (5.6) correspondem às curvas representadas nas figuras 5.14 e 5.15.

Modelo S:

$$\text{Nu} = 13,63 + 0,259 \dot{V}_{\text{ch}} \quad (5.1)$$

$$\Delta p = 16,15 + 1,121 \dot{V}_{\text{ch}} + 0,195 \dot{V}_{\text{ch}}^2 \quad (5.2)$$

Modelo Sm modificado:

$$\text{Nu} = 12,14 + 0,214 \dot{V}_{\text{ch}} \quad (5.3)$$

$$\Delta p = 1430 - 42,76 \dot{V}_{\text{ch}} + 0,473 \dot{V}_{\text{ch}}^2 \quad (5.4)$$

Simulação numérica tridimensional:

$$\text{Nu} = 8,611 + 0,283 \dot{V}_{\text{ch}} \quad (5.5)$$

$$\Delta p = 257,5 - 1,879 \dot{V}_{\text{ch}} + 0,101 \dot{V}_{\text{ch}}^2 \quad (5.6)$$

## 5.2. Influência das corrugações

A avaliação da influência das corrugações das placas no funcionamento do permutador de calor tem como objectivo a eventual simplificação do modelo numérico a adoptar de modo a conseguir reduzir-se o correspondente esforço computacional e insere-se numa linha de continuidade dos trabalhos realizados por vários autores, nomeadamente Rokni et al. (1998), Ciofalo et al. (2000), Mehrabian e Poulter (2000), Grijspeerdt et al. (2003), Kanaris et al. (2004) e Galeazzo et al. (2006).

A avaliação da influência das corrugações foi efectuada através de simulação numérica tridimensional utilizando o código comercial Fluent (2001a, 2001b, 2001c e 2001d), tendo em atenção o exposto no subcapítulo 2.7. Assim, simulou-se o funcionamento do

permutador de calor de placas ensaiado através de um canal de fluido quente e de um canal de fluido frio, adoptando as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas planas (sem corrugações), um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número infinito de placas), placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:
  - Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidade uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica (gradiente de pressão nulo), energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos) adiabáticas;
  - Planos de simetria do canal de fluido frio: condições de fronteira periódicas.

Nas figuras 5.16 a 5.20 representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, do número de Nusselt e da perda de carga dos fluidos quente e frio, obtidas através de simulação numérica, correspondentes a placas sem corrugações (placas planas) com condições de fronteira periódicas, relativamente a placas com corrugações e condições de fronteira igualmente periódicas, em função dos respectivos caudais volumétricos por canal.

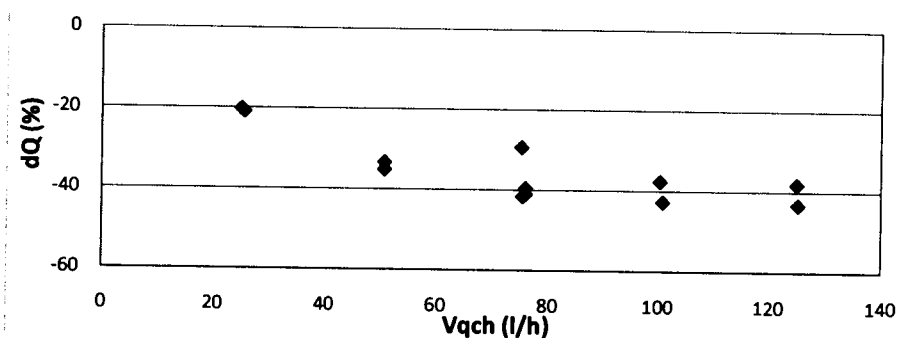


Fig. 5.16 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, com condições de fronteira periódicas).



De acordo com a figura 5.16, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor com placas planas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, situam-se entre cerca de -43,3 % (ensaio 41) e cerca de -20,3 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de -35,3 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados tendem para valores mais negativos (o permutador de calor com placas planas apresenta valores de potência térmica menores do que com placas corrugadas).

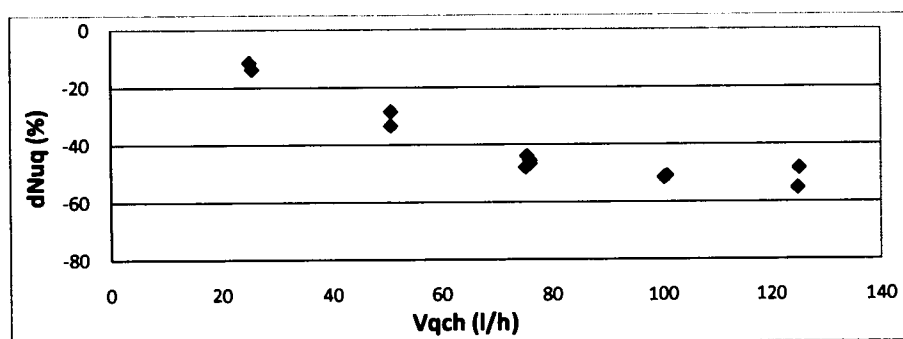


Fig. 5.17 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.17, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor com placas planas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -55,2 % (ensaio 39) e cerca de -11,3 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de -39,7 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados tendem para valores cada vez mais negativos (o permutador de calor com placas planas apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente menores do que com placas corrugadas).

Da figura 5.18, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor com placas planas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, se situam entre cerca de -54,1 % (ensaio 26) e cerca de -22,1 % (ensaio 20), apresentam um desvio médio da

ordem de -42,7 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados tendem para valores negativos (o permutador de calor com placas planas apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio menores do que com placas corrugadas).

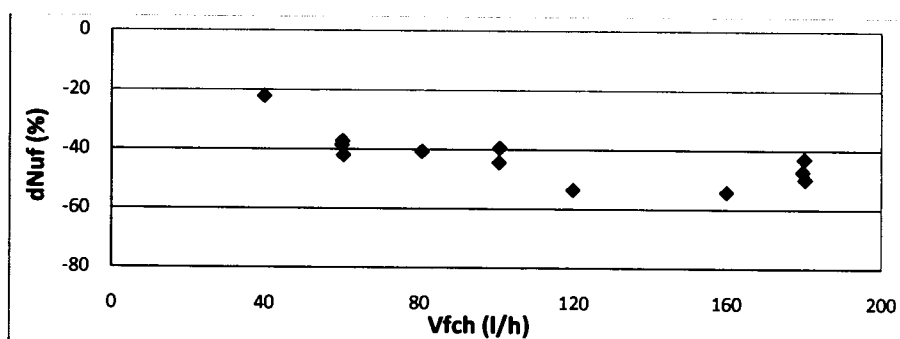


Fig. 5.18 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

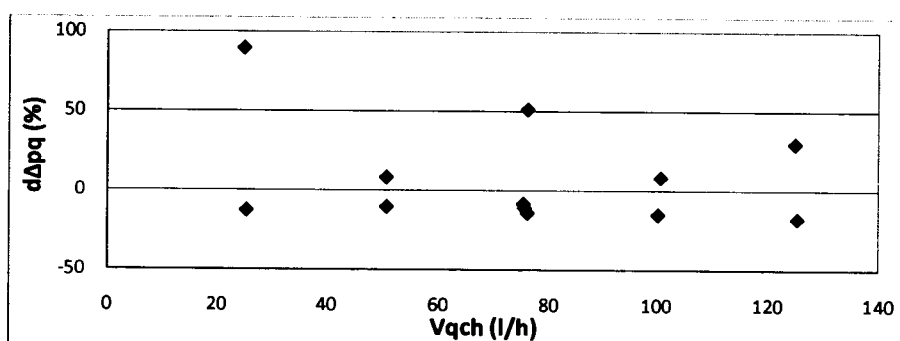


Fig. 5.19 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.19, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor com placas planas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, situam-se entre cerca de -17,9 % (ensaio 41) e cerca de +89,5 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de +8,1 %.

De acordo com a figura 5.20, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor com placas planas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, situam-se

entre cerca de -57,9 % (ensaio 27) e cerca de +1,6 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de -38,8 %, assumindo, os desvios verificados valores maioritariamente negativos (o permutador de calor com placas planas apresenta valores de perda de carga do fluido frio menores do que com placas corrugadas).

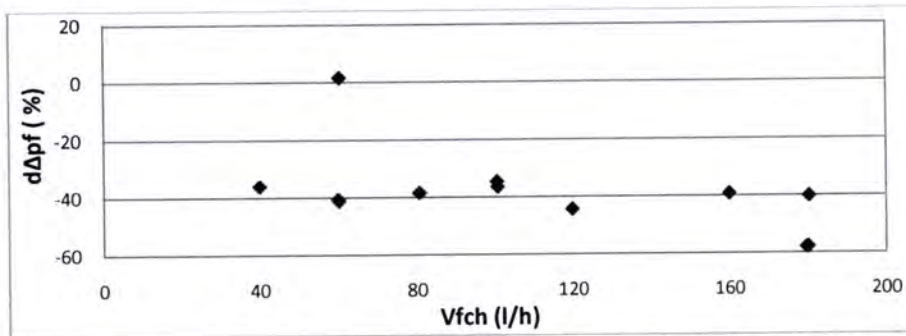


Fig. 5.20 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas relativamente a placas corrugadas, condições de fronteira periódicas).

Tomando como referência os valores obtidos por simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas corrugadas, de um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, verifica-se que o facto de se considerarem os canais formados por placas planas (influência das corrugações) se traduz numa diminuição média de cerca de 35% na potência térmica (figura 5.16), numa diminuição média de cerca de 40 % nos números de Nusselt dos fluidos quente e frio (figuras 5.17 e 5.18), num aumento médio de cerca de 8% na perda de carga do fluido quente (figura 5.19) e numa diminuição média de cerca de 39% na perda de carga do fluido frio (figura 5.20), ou seja, para condições de fronteira periódicas, as placas planas, relativamente às placas corrugadas, originam transferência de calor e perdas de carga significativamente menores.

De forma a ilustrar o comportamento dos fluidos no interior de canais limitados por placas planas, com base nos resultados obtidos com o código comercial utilizado, representaram-se os perfis do módulo da velocidade e de temperaturas correspondentes aos ensaios 3 e 39 (mesmo caudal volumétrico de fluido frio e diferentes caudais volumétricos de fluido quente).

Assim, na figura 5.21, representa-se o perfil do módulo da velocidade segundo um plano  $[x, y]$  a meio da dimensão  $z$  de um canal de fluido quente (plano paralelo às placas

planas e situado a meio de um canal de fluido quente) e para um caudal volumétrico de fluido frio por canal de cerca de 300 l/h. Na figura 5.21a), o referido perfil de velocidades foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente de cerca de 100 l/h e na figura 5.21b) foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente de cerca de 500 l/h.

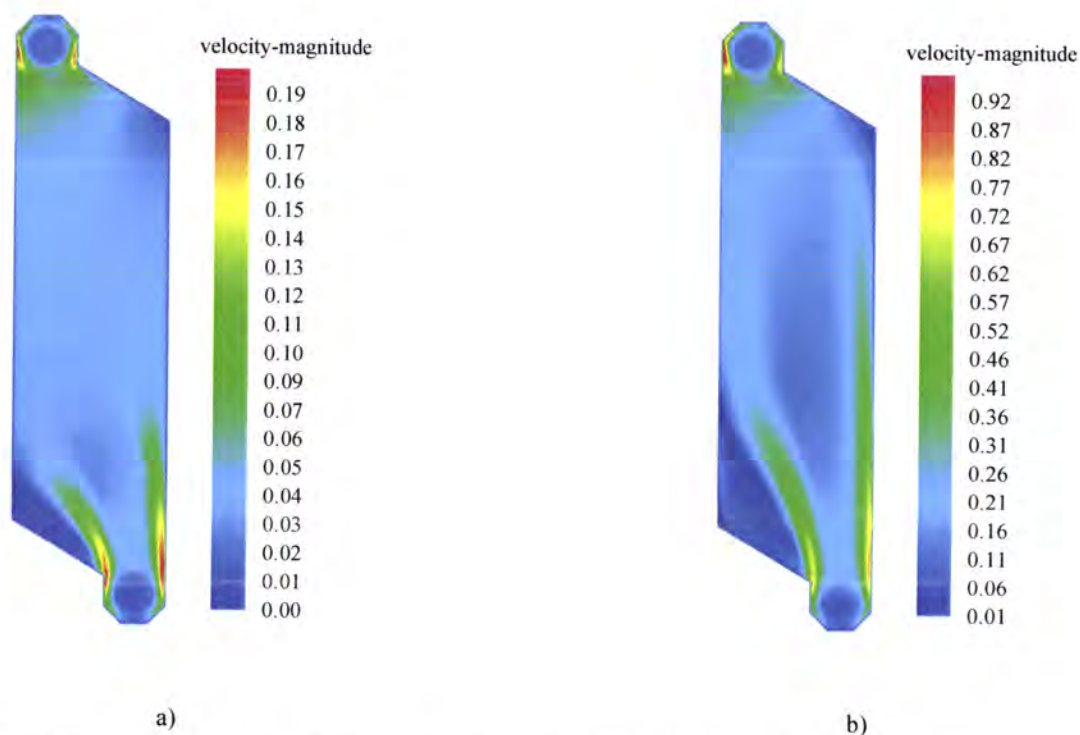


Fig. 5.21 – Representação do módulo da velocidade no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano  $[x, y]$  a meio da dimensão  $z$  (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos dos fluidos quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Relativamente à figura 5.21, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio de 300 l/h, a que corresponde um número de Reynolds do fluido frio de cerca de 320, as regiões de velocidade máxima situam-se junto aos orifícios de entrada e de saída do canal e as regiões de velocidade mínima situam-se nos cantos inferior esquerdo e superior direito. Verifica-se ainda que na região central, relativamente às regiões laterais, existe uma diminuição de velocidade. Estes efeitos, à medida que o número de Reynolds do fluido quente aumenta, tornam-se mais acentuados, como se pode constatar da figura 5.21a), onde o número de Reynolds do fluido quente por canal é cerca de 130 (ensaio 3), em comparação com a figura 5.21b), onde o número de Reynolds do fluido quente por canal é cerca de 660 (ensaio 39).

Na figura 5.22, representa-se o perfil de temperaturas segundo um plano  $[x; y]$  a meio da dimensão  $z$  de um canal de fluido quente (plano paralelo às placas planas e situado a meio de um canal de fluido quente) e para um caudal volumétrico de fluido frio por canal de cerca de 300 l/h. Na figura 5.22a) o referido perfil de temperaturas foi obtido com um caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente de cerca de 100 l/h e na figura 5.21b) foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente por canal de cerca de 500 l/h.

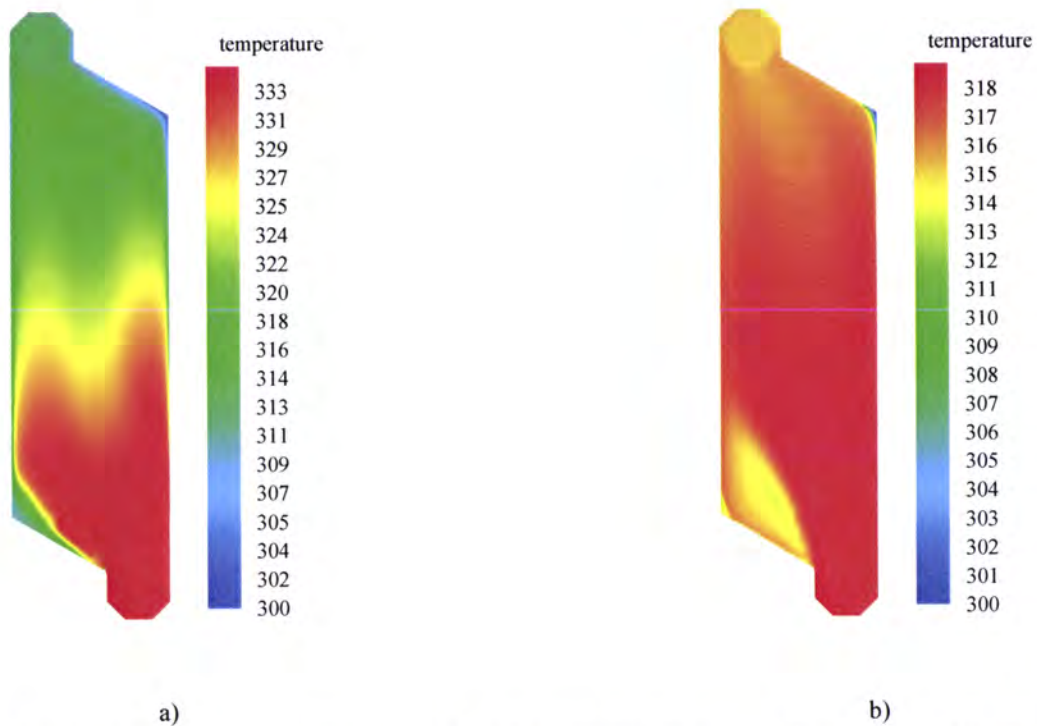


Fig. 5.22 – Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano  $[x, y]$  a meio da dimensão  $z$  (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos de fluidos quente e frio de 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos de fluidos quente e frio de 500 e 300 l/h, respectivamente.

De acordo com a figura 5.22, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio por canal, a que corresponde um número de Reynolds de cerca de 320, as regiões de temperatura mínima se situam nos cantos inferior esquerdo e superior direito (zonas de recirculação). Sendo o escoamento tridimensional, ao longo de uma secção horizontal, o perfil de temperaturas não é uniforme (as regiões onde a velocidade é máxima apresentam valores de temperatura inferiores). Estes efeitos, à medida que o número de Reynolds do fluido quente aumenta, tornam-se mais acentuados, como se pode constatar da figura 5.22a), onde o número de Reynolds do fluido quente por canal

é cerca de 130 (ensaio 3), em comparação com a figura 5.22b), onde o número de Reynolds do fluido quente por canal é cerca de 660 (ensaio 39).

Na figura 5.23, representa-se o perfil de temperaturas segundo um plano  $[x; y]$  a meio da dimensão  $z$  de um canal de fluido frio (plano paralelo às placas planas e situado a meio de um canal de fluido frio) e para um caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio de 300 l/h. Na figura 5.23a) o referido perfil de temperaturas foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente por canal de cerca de 100 l/h e na figura 5.34b) foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente por canal de cerca de 500 l/h.

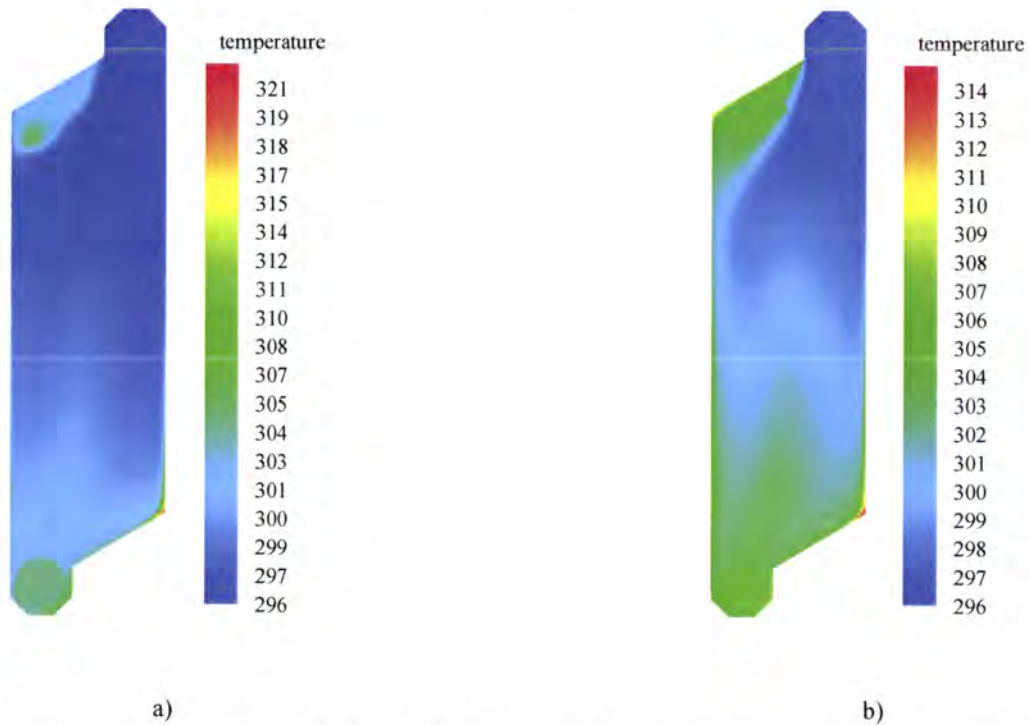


Fig. 5.23 – Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido frio do permutador de calor de placas segundo um plano  $[x, y]$  a meio da dimensão  $z$  (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos de fluido quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos de fluido quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Da figura 5.23, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio por canal, cujo número de Reynolds é 320, o perfil de temperaturas tem uma distribuição idêntica à que se verificou num plano situado a meio de um canal de fluido quente (figuras 5.22a) e 5.22b)).

Na figura 5.24, representa-se o perfil de temperaturas segundo um plano  $[x; y]$  coincidente com as placas planas e para um caudal volumétrico de fluido frio por canal

de 300 l/h. Na figura 5.24a), o referido perfil de temperaturas foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente por canal de cerca de 100 l/h e na figura 5.24b) foi obtido com um caudal volumétrico de fluido quente por canal de cerca de 500 l/h.

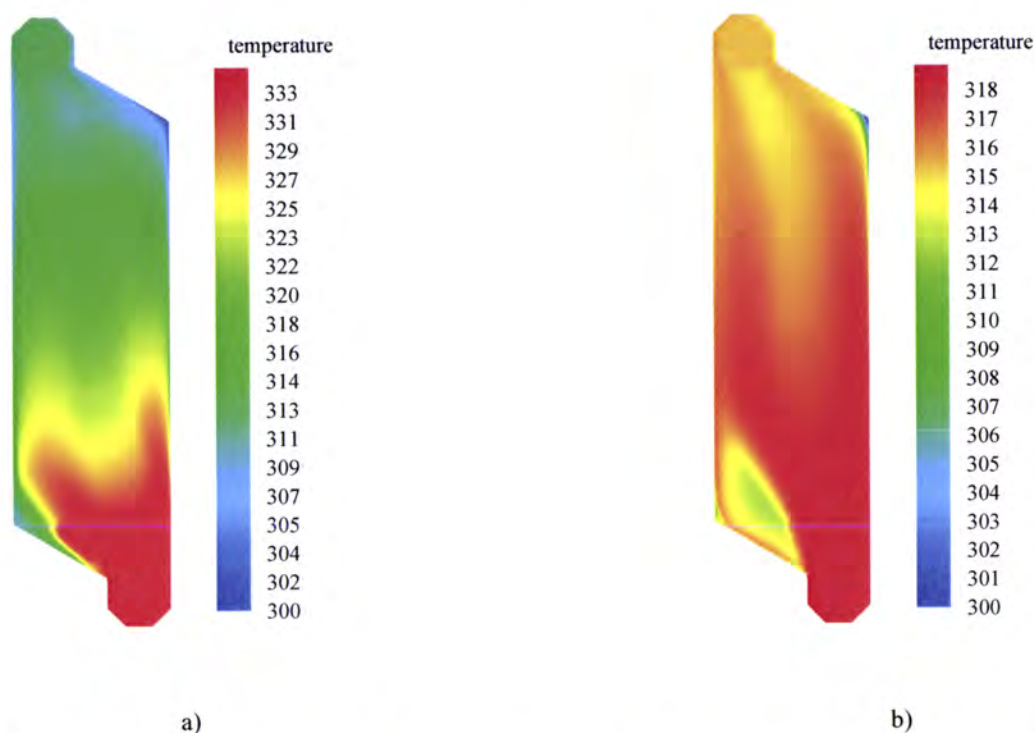


Fig. 5.24 – Perfil de temperaturas no interior de um canal de fluido quente do permutador de calor de placas segundo um plano  $[x, y]$  coincidente com uma das placas (placas planas, condições de fronteira periódicas): a) caudais volumétricos de fluido quente e frio 100 e 300 l/h, respectivamente; b) caudais volumétricos de fluido quente e frio 500 e 300 l/h, respectivamente.

Relativamente à figura 5.24, verifica-se que, para um mesmo caudal volumétrico de fluido frio por canal, cujo número de Reynolds é cerca de 320, o perfil de temperaturas tem uma distribuição idêntica ao que se verificou nos planos situados na região central dos canais (figuras 5.23a) e 5.23b)).

Os perfis de velocidade e de temperatura obtidos (figuras 5.21 a 5.24) estão em consonância com a bibliografia consultada, nomeadamente Focke and Knibbe (1986), Grijsperdt et al. (2003), Galeazo et al. (2006) e Kanaris et al. (2006).

### 5.3. Influência das condições de fronteira

A avaliação da influência das condições de fronteira na simulação do funcionamento do permutador de calor de placas tem como objectivo a eventual simplificação do modelo numérico a adoptar de modo a conseguir reduzir-se o correspondente esforço computacional e inserem-se numa linha de continuidade dos trabalhos realizados por vários autores, nomeadamente Rokni et al. (1998), Mehrabian e Poulter (2000), Paras et al (2002), Fernandes et al. (2005 e 2006) e Kanaris et al. (2006). Pretende-se assim avaliar a legitimidade de utilizar modelos numéricos mais simplificados (placas que limitam os canais com condições de fronteira adiabáticas).

Esta avaliação da influência das condições de fronteira foi efectuada através de simulação numérica utilizando o código comercial Fluent (2001a, 2001b, 2001c e 2001d), tendo em atenção o exposto no subcapítulo 2.7. Assim, representou-se o funcionamento do permutador de calor de placas ensaiado através de um canal de fluido quente e de um canal de fluido frio, adoptando as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas com corrugações cónicas inclinadas de um ângulo de  $23,3^\circ$ , um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, dimensões das placas, placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:
  - Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidades uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica, energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos): adiabáticas;
  - Placas exteriores dos canais de fluido quente e de fluido frio: adiabáticas.

Nas figuras 5.25 a 5.29, representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, do número de Nusselt e da perda de carga dos fluidos quente e frio,



obtidas através de simulação numérica, correspondentes a placas com corrugações e isoladas, relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, em função do caudal volumétrico por canal.

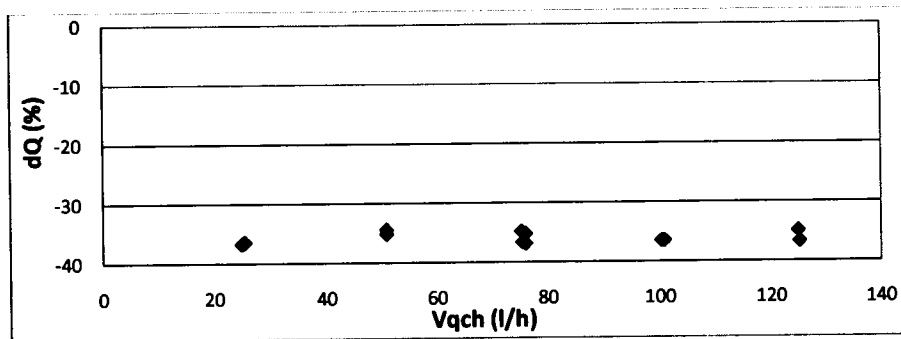


Fig. 5.25 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.25, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, situam-se entre cerca de -36,8 % (ensaio 26) e cerca de -34,4 % (ensaio 18) e apresentam um desvio médio da ordem de -35,9 %, verificando-se que os desvios assumem valores negativos aproximadamente constantes (o permutador de calor com condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de potência térmica menores do que com condições de fronteira periódicas).

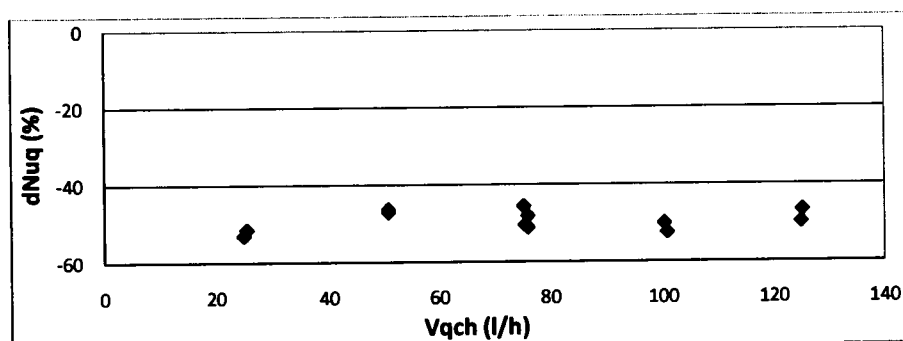


Fig. 5.26 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.26, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -53 % (ensaio 3) e cerca de -45,5 % (ensaio 20) e apresentam um desvio médio da ordem de -49,3 %, verificando-se que os desvios assumem valores negativos (o permutador de calor com condições de fronteira adiabáticas apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente menores do que com condições de fronteira periódicas).

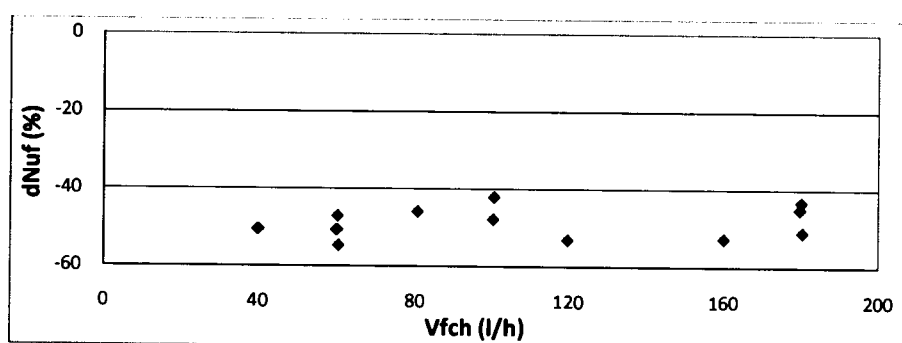


Fig. 5.27 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).

Da figura 5.27, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor de placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, situam-se entre cerca de -54,6 % (ensaio 3) e cerca de -42,1 % (ensaio 32) e apresentam um desvio médio da ordem de -48,6 %, verificando-se que os desvios assumem valores negativos (o permutador de calor com condições de fronteira adiabáticas apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio menores do que com condições de fronteira periódicas).

Na figura 5.28, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e

condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, situam-se entre cerca de -83,7 % (ensaio 3) e cerca de -65,7 % (ensaio 41) e apresentam um desvio médio da ordem de -72,5 %, verificando-se que os desvios assumem valores negativos (o permutador de calor com condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de perda de carga do fluido quente menores do que com condições de fronteira periódicas).

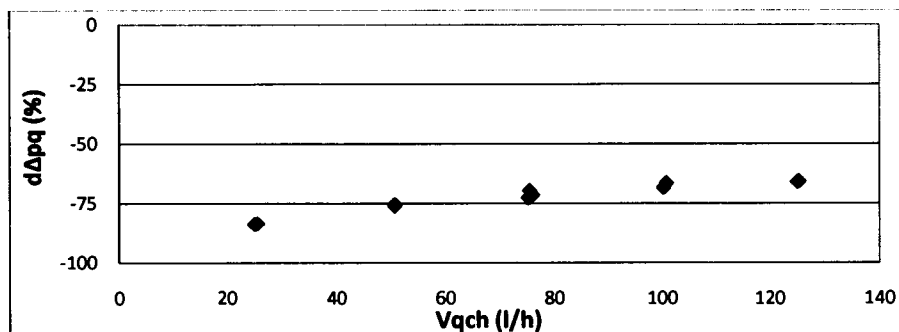


Fig. 5.28 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).

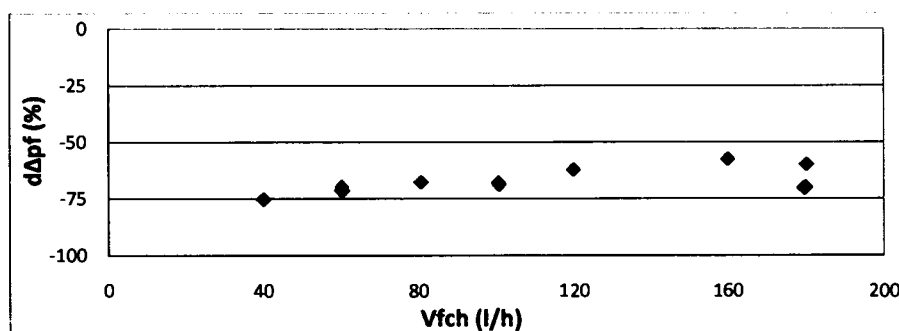


Fig. 5.29 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.29, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, se situam entre cerca de -71,4 % (ensaio 3) e cerca de -57,5 % (ensaio 26) e apresentam um desvio médio da ordem de -67,7 %, verificando-se que os desvios assumem valores negativos (o

permutador de calor com condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de perda de carga do fluido frio menores do que com condições de fronteira periódicas).

Tomando como referência os valores obtidos por simulação numérica tridimensional do permutador de calor com placas corrugadas, de um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, verifica-se que o facto de se considerarem condições de fronteira adiabáticas (influência das condições de fronteira) se traduz numa diminuição média de cerca de 36% na potência térmica (figura 5.25), numa diminuição média de cerca de 49 % nos números de Nusselt dos fluidos quente e frio (figuras 5.26 e 5.27), numa diminuição média de cerca de 49% na perda de carga do fluido quente (figura 5.28) e numa diminuição média de cerca de 68% na perda de carga do fluido frio (figura 5.29), ou seja, com placas corrugadas, as condições de fronteira adiabáticas, relativamente às condições de fronteira periódicas, originam transferência de calor e perdas de carga significativamente menores.

#### **5.4. Influência conjunta das corrugações e das condições de fronteira**

A avaliação da influência conjunta das condições de fronteira e das corrugações no funcionamento do permutador de calor de placas tem como objectivo a eventual simplificação do modelo numérico a adoptar de modo a conseguir reduzir-se o correspondente de esforço computacional.

Esta avaliação da influência conjunta das condições de fronteira e das corrugações foi efectuada através de simulação numérica utilizando o código comercial Fluent (2001a, 2001b, 2001c e 2001d), tendo em atenção o exposto no subcapítulo 2.7. Assim, representou-se o funcionamento do permutador de calor de placas ensaiado através de um canal de fluido quente e de um canal de fluido frio, adoptando as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;

- Domínio de cálculo (geometria): placas planas (sem corrugações), um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:  
 Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidades uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;  
 Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica (gradiente de pressão nulo), energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;  
 Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos): adiabáticas;  
 Placas exteriores dos canais de fluido quente e de fluido frio: adiabáticas.

Nas figuras 5.30 a 5.34, representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, do número de Nusselt e da perda de carga dos fluidos quente e frio, obtidas através de simulação numérica, correspondentes a placas planas e isoladas, relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, em função do caudal volumétrico por canal.

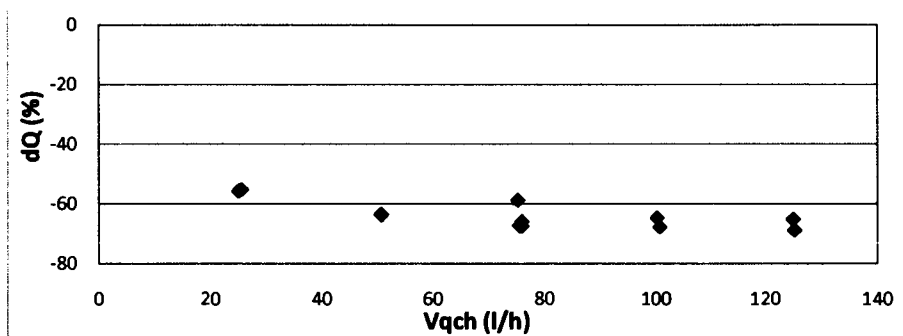


Fig. 5.30 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.30, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -68,9 % (ensaio 41) e cerca de -55,2 % (ensaio 9), apresentam um desvio médio de -63,7 % e,

com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores mais negativos (o permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de potência térmica menores do que com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

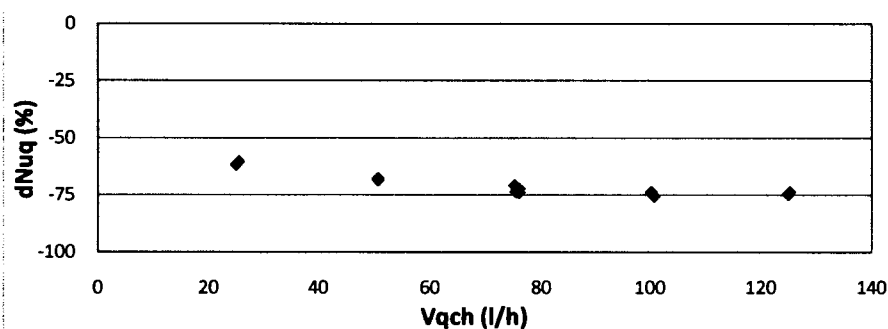


Fig. 5.31 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas com condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.31, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -75,5 % (ensaio 32) e cerca de -60,4 % (ensaio 9), apresentam um desvio médio de -70,5 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores mais negativos (o permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente menores do que com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

Da figura 5.32, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, se situam entre cerca de -78,8 % (ensaio 26) e cerca de -65,8 % (ensaio 20), apresentam um desvio médio de -74,5 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores mais negativos (o permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas

apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio menores do que com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

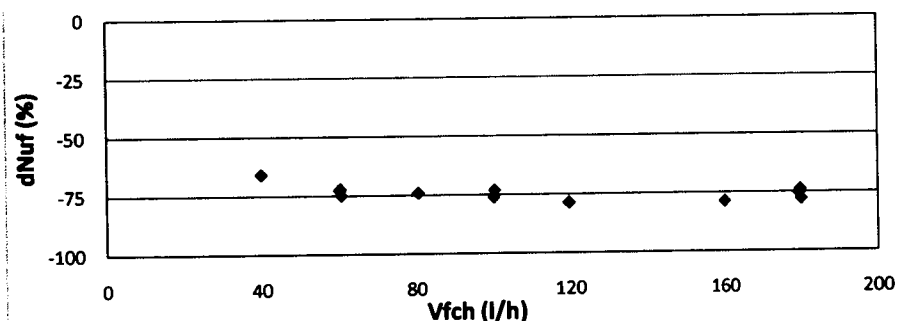


Fig. 5.32 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

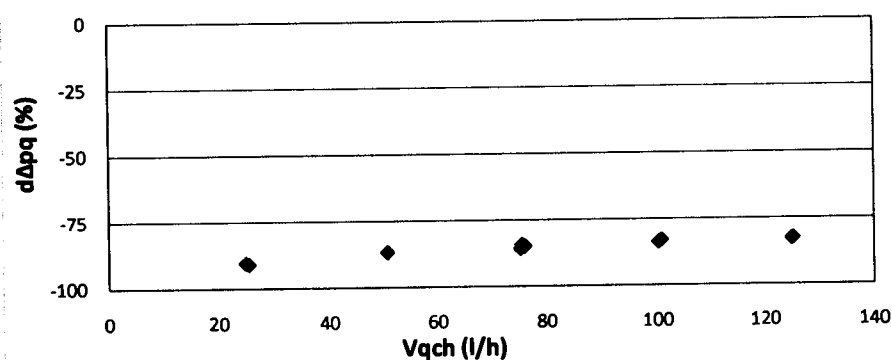


Fig. 5.33 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por simulação numérica 3D (placas planas com condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas com condições de fronteira periódicas).

De acordo com a figura 5.33, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -91,8 % (ensaio 9) e cerca de -82,4 % (ensaio 41), apresentam um desvio médio de -85,6 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores menos negativos (o permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de perda de carga do fluido quente menores do que com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

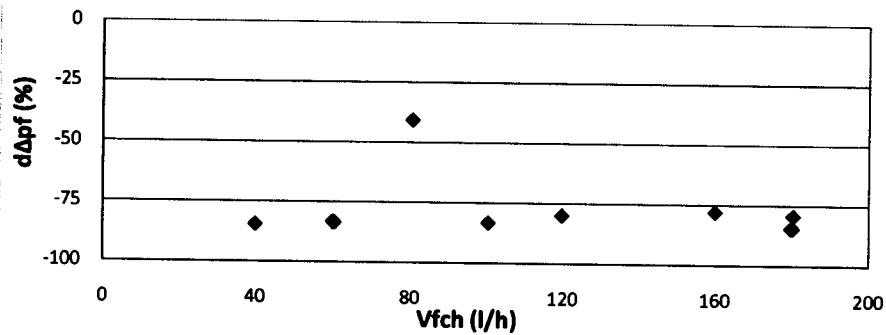


Fig. 5.34 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por simulação numérica 3D (placas planas e condições de fronteira adiabáticas relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

Relativamente à figura 5.34, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, se situam entre cerca de -84,6 % (ensaios 9 e 27) e cerca de -40,7 % (ensaio 22) e apresentam um desvio médio de -79 %, assumindo os desvios valores negativos (o permutador de calor com placas planas e condições de fronteira adiabáticas apresenta valores de perda de carga do fluido frio menores do que com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas).

Tomando como referência os valores obtidos por simulação numérica tridimensional do domínio de cálculo constituído por placas corrugadas de um canal de fluido quente rodeado por dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, verifica-se que o facto de se considerarem placas planas e condições de fronteira adiabáticas (influência conjunta das corrugações e das condições de fronteira) se traduzem numa diminuição média de cerca de 64 % na potência térmica (figura 5.30), numa diminuição média de cerca de 70 % no número de Nusselt do fluido quente e (figura 5.31), numa diminuição média de cerca de 75 % no número de Nusselt do fluido frio (figura 5.32), numa diminuição média de cerca de 86 % na perda de carga do fluido quente (figura 5.33) e numa diminuição de cerca de 79% na perda de carga do fluido frio (figura 5.34), ou seja as placas planas com condições de fronteira adiabáticas, relativamente a placas corrugadas e condições de fronteira periódicas, originam transferência de calor e perdas de carga significativamente menores.



## 5.5. Influência dos topos das placas

A avaliação da influência dos topos das placas no funcionamento do permutador de calor de placas tem como objectivo a eventual simplificação do modelo numérico a adoptar de modo a conseguir reduzir-se o correspondente esforço computacional e insere-se numa linha de continuidade dos trabalhos realizados por vários autores, nomeadamente Rokni et al. (1998), Mehrabien e Poulter (2000), Grijspeerdt et al. (2003), Fernandes et al. (2005) e Kanaris et al. (2006).

Estes autores consideraram o modelo de permutador de calor de placas não continha topos, ou seja, o fluido entrava e saía do interior dos canais com uma direcção paralela à das placas. Esta hipótese introduz erros pois, na realidade o escoamento do fluido entra e sai dos canais segundo uma direcção perpendicular à das placas, sofrendo uma forte deflexão, o que lhe confere características marcadamente tridimensionais. Assim com este estudo pretende-se avaliar os desvios que tal simplificação introduz na análise de permutadores de calor de placas.

Esta avaliação da influência dos topos das placas foi efectuada através de simulação numérica utilizando o código comercial Fluent (2001a, 2001b, 2001c e 2001d), tendo em atenção o exposto no subcapítulo 2.7. Assim, representou-se o funcionamento do permutador de calor de placas ensaiado através de um canal de fluido quente e de um canal de fluido frio, adoptando as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente;
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas sem topos com corrugações cónicas inclinadas de um ângulo de  $23,3^\circ$ , um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número infinito de placas), placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:  
Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidade uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;

Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica (gradiente de pressão nulo), energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;

Juntas de vedação: adiabáticas;

Planos de simetria do canal de fluido frio: condições de fronteira periódicas.

Nas figuras 5.35 a 5.39, representa-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, do número de Nusselt e da perda de carga dos fluidos quente e frio, correspondente a placas com corrugações, com condições de fronteira periódicas mas sem topos, relativamente a placas com corrugações, condições de fronteira periódicas e com topos, em função do caudal volumétrico por canal.

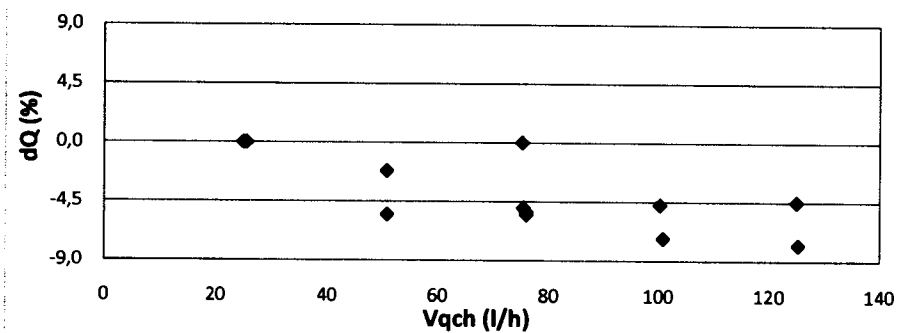


Fig. 5.35 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).

Relativamente à figura 5.35, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas mas com topos, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -7,8 % (ensaio 41) e cerca de 0 % (ensaios 3, 9, 20), apresentam um desvio médio de -4 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores negativos (o permutador de calor sem topos apresenta valores de potência térmica menores do que com topos).

De acordo com a figura 5.36, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor com placas corrugadas e

condições de fronteira periódicas sem topos, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas mas com topos, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -3,7 % (ensaio 32) e cerca de 9,6 % (ensaio 41), apresentam um desvio médio de +2,2 % e os desvios verificados assumem valores maioritariamente positivos (o permutador de calor sem topos apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente maioritariamente maiores do que com topos).

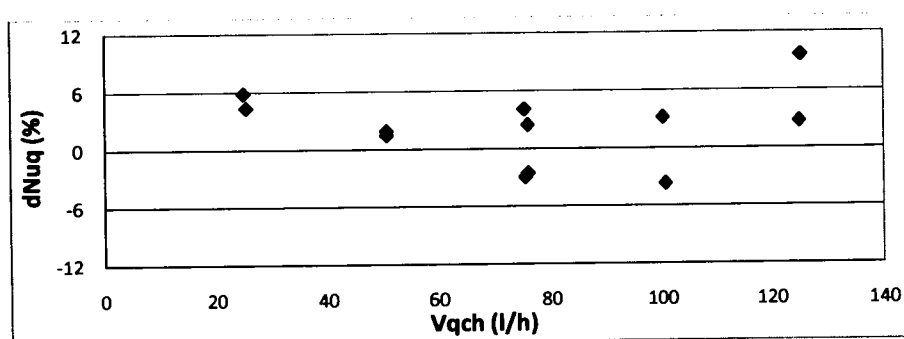


Fig. 5.36 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).

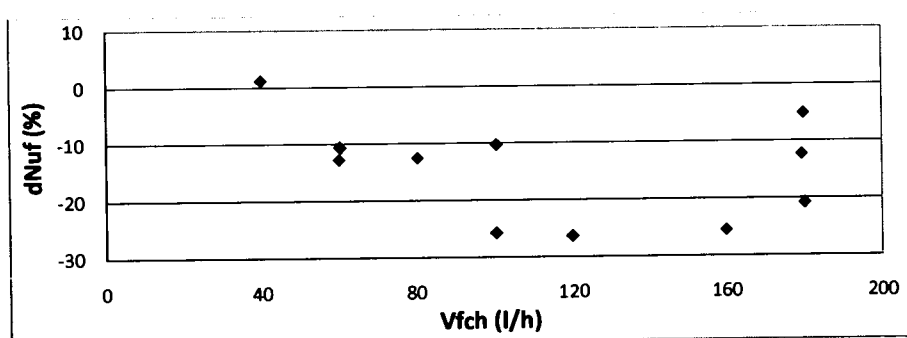


Fig. 5.37 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).

Da figura 5.37, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas mas com topos, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, situam-se entre cerca de -26,3 % (ensaio 15) e cerca de +1,2 % (ensaio 20), apresentam

um desvio médio de -14,3 % e os desvios verificados assumem valores maioritariamente negativos (o permutador de calor sem topos apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio maioritariamente menores do que com topos).

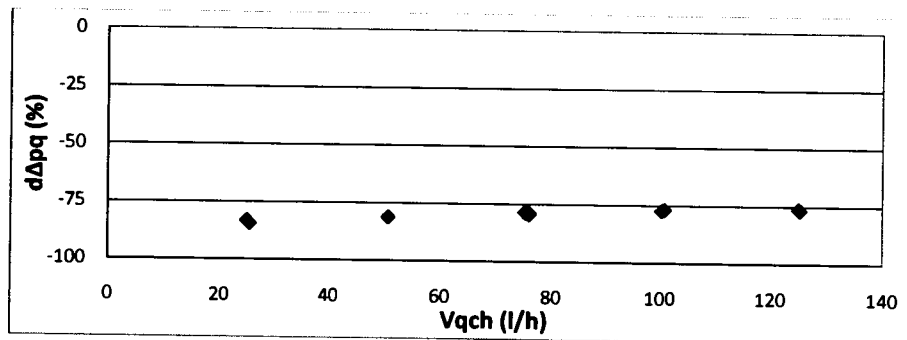


Fig. 5.38 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).

Na figura 5.38, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de cargas do fluido quente do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas mas com topos, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido quente, se situam entre cerca de -84,4 % (ensaio 9) e cerca de -76,1 % (ensaio 39), apresentam um desvio médio de -79,3 % e, os desvios verificados assumem valores menos negativos (o permutador de calor sem topos apresenta valores da perda de carga do fluido quente menores do que com topos).

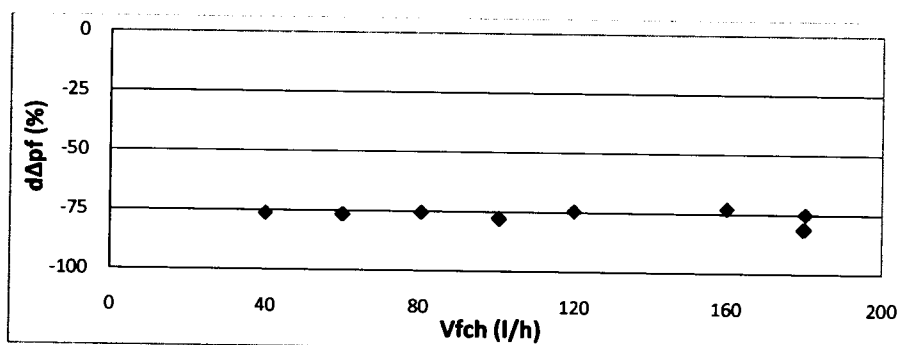


Fig. 5.39 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio obtida por de simulação numérica 3D (placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos relativamente a com topos).

Relativamente à figura 5.39, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de cargas do fluido frio do permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas sem topos, relativamente ao mesmo permutador de calor com placas corrugadas e condições de fronteira periódicas mas com topos, obtidos através de simulação numérica, com o caudal volumétrico no interior de um canal de fluido frio, se situam entre cerca de -81,3 % (ensaio 27) e cerca de -74,6 % (ensaio 15), apresentam um desvio médio de -76,8 % e os desvios verificados assumem valores negativos (o permutador de calor sem topos apresenta valores da perda de carga do fluido quente menores do que com topos).

Tomando como referência os valores obtidos por simulação numérica tridimensional do domínio de cálculo constituído por placas corrugadas de um canal de fluido quente rodeado por dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, verifica-se que o facto de não se considerarem os topos (influência dos topos das placas) se traduzem numa diminuição média de cerca de 4 % na potência térmica (figura 5.35), num aumento médio de cerca de 2 % no número de Nusselt do fluido quente e (figura 5.36), numa diminuição média de cerca de 14 % no número de Nusselt do fluido frio (figura 5.37), numa diminuição média de cerca de 79 % na perda de carga do fluido quente (figura 5.38) e numa diminuição de cerca de 77% na perda de carga do fluido frio (figura 5.39), ou seja as placas com topos, relativamente a placas sem topos, originam uma transferência de calor ligeiramente menor e uma perda de carga significativamente inferior.

## **5.6. Conclusões**

Relativamente aos permutadores de calor, os quais são equipamentos que desempenham importantes funções na generalidade das indústrias, a simulação numérica tridimensional constitui uma poderosa ferramenta para aprofundar o seu estudo, pois, sem necessidade de os ensaiar experimentalmente e sem necessidade de modelos (recurso à teoria da semelhança), é possível analisar diferentes geometrias e, conseqüentemente, prever o seu comportamento quando sujeito a diferentes condições de funcionamento ou otimizar o seu dimensionamento para responder

satisfatoriamente a um determinado objectivo. Para um determinado permutador de calor, a simulação numérica permite ainda avaliar a influência de determinados efeitos que podem ocorrer tais como os problemas inerentes a uma distribuição não uniforme de caudais, a problemas decorrentes do sujamento, problemas de sobredimensionamento e subdimensionamento, etc.

Tendo em atenção os resultados obtidos e dentro do intervalo de números de Reynolds considerados, é possível concluir que o modelo analítico S, tanto em relação ao processo de transmissão de calor como em relação à perda de carga, não é adequado para descrever o funcionamento do permutador de calor de placas em estudo nesta dissertação. O modelo analítico  $S_m$  proporcionou resultados satisfatórios para o processo de transmissão de calor, no entanto, apenas é válido para o permutador de calor ensaiado. O modelo numérico, tanto para o processo de transmissão de calor como para a perda de carga, conduziu a resultados razoáveis, podendo ser utilizado noutras configurações pois é completamente independente dos resultados experimentais.

Para o permutador de calor de placas em estudo nesta dissertação, tendo em atenção que a avaliação da influência das corrugações, das condições de fronteira e dos topos das placas, tinha como objectivo a eventual simplificação do domínio de cálculo a adoptar e a consequente diminuição do correspondente esforço computacional, face aos resultados obtidos pode-se concluir que no respeitante à perda de carga nenhuma das simplificações conduziu a resultados aceitáveis e, relativamente ao processo de transmissão de calor, somente a simplificação adoptada de não se considerarem os topos (extremidades das placas) permite obter resultados satisfatórios.

## CAPÍTULO 6

### FUNCIONAMENTO COM OUTROS FLUIDOS

Alguns dos mais importantes permutadores de calor existentes a bordo dos navios, nomeadamente os que estão intimamente ligados ao funcionamento da instalação propulsora, utilizam água do mar para arrefecimento da água doce e esta, por sua vez, é utilizada no arrefecimento do óleo lubrificante (sistema de arrefecimento central), conforme se representa, esquematicamente, na figura 6.1. Neste contexto, este capítulo tem como objectivo prever o funcionamento do permutador de calor de placas com este tipo de fluidos (água do mar e óleo lubrificante) e compará-lo com o funcionamento com água doce.

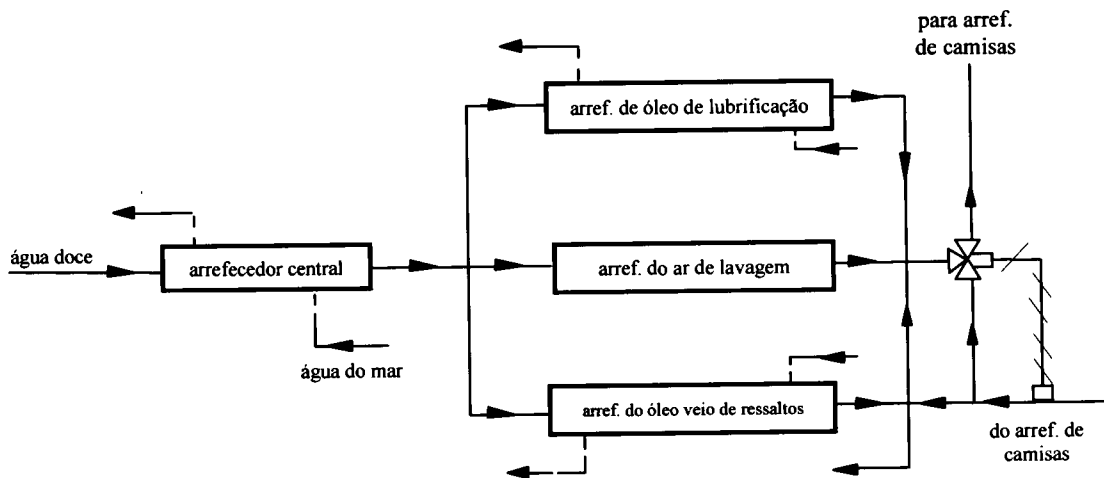


Fig. 6.1 – Esquema de um sistema de arrefecimento central utilizado em instalações de máquinas marítimas

Assim, esta previsão foi efectuada simulando o funcionamento do permutador de calor de placas considerado nos capítulos anteriores, através do modelo desenvolvido nesta dissertação (modelo analítico Sm) e através de simulação numérica 3D, para as seguintes condições de funcionamento:

- Água do mar/água doce;
- Água doce/óleo lubrificante.

Dado que os números de Reynolds do escoamento dos fluidos no permutador de calor de placas, calculados para a água doce, água do mar e óleo lubrificante são diferentes, de modo a poderem-se comparar as grandezas características do referido permutador de calor, tomou-se como variável independente o caudal volumétrico dos fluidos, por canal e continuaram a considerar-se condições idênticas àquelas em que foram realizados 12 ensaios experimentais (ensaios 3, 9, 15, 18, 20, 22, 26, 27, 30, 32, 39 e 41).

Nesta análise como variáveis de saída das simulações efectuadas, consideraram-se: a potência térmica, os números de Nusselt dos fluidos quente e frio e as respectivas perdas de carga.

## **6.1. Funcionamento com água do mar/água doce**

Tal como anteriormente, os resultados numéricos foram obtidos utilizando o código comercial “Fluent” versão 6.1, tendo-se adoptado as seguintes hipóteses:

- Escoamento tridimensional em regime permanente.
- Distribuição uniforme dos caudais dos fluidos pelos canais;
- Domínio de cálculo (geometria): placas com corrugações cónicas inclinadas de um ângulo de 23,3°, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio (número de placas infinito), placas com as dimensões indicadas na tabela 3.1;
- Condições de fronteira:
  - Orifícios de entrada dos fluidos: perfis de velocidade uniforme, energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Orifícios de saída dos fluidos: pressão atmosférica (gradiente de pressão nulo), energia cinética turbulenta de inversão de escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$  e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta de inversão do escoamento  $1 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ;
  - Juntas de vedação e região das extremidades das placas (topos): adiabáticas;
  - Planos de simetria do canal de fluido frio: condições de fronteira periódicas;



Relativamente ao funcionamento com água do mar/água doce (água do mar como fluido frio e água doce como fluido quente), com base no modelo analítico Sm, obtiveram-se os valores apresentados na tabela do Anexo H.

Nas figuras 6.2 a 6.6, representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, do número de Nusselt dos fluidos quente e frio e da perda de carga dos fluidos quente e frio, obtidos através do modelo analítico Sm, para funcionamento com água do mar/água doce (água do mar como fluido frio e água doce como fluido quente) relativamente ao funcionamento com água doce/água doce (água doce como fluidos frio e quente), em função do caudal volumétrico por canal.

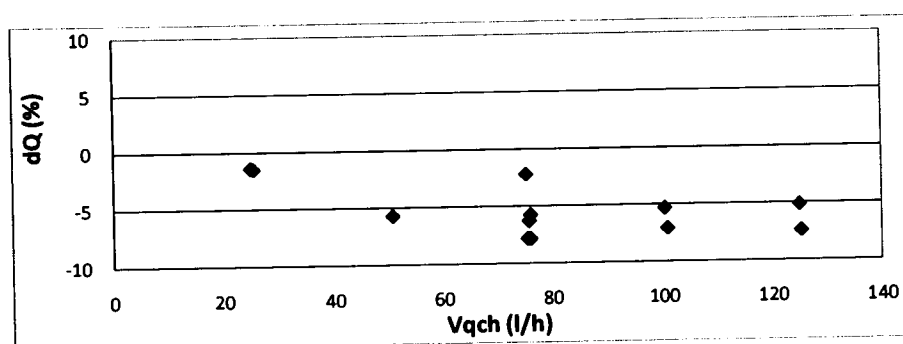


Fig. 6.2 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

De acordo com figura 6.2, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água do mar/água doce relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de -7,9 % (ensaio 26) e cerca de -1,4 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de -5,3 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados assumem valores menores (funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de potência térmica superiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

Relativamente à figura 6.3, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água do mar/água doce relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de -1,5 % (ensaio 41) e cerca de +2,1 % (ensaio 3),

apresentam um desvio médio da ordem de  $-0,7\%$  e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados passam de positivos (para caudais volumétricos do fluido quente por canal da ordem de  $25\text{ l/h}$  o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce) a negativos (para caudais volumétricos do fluido quente por canal superiores a  $45\text{ l/h}$  o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente superiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

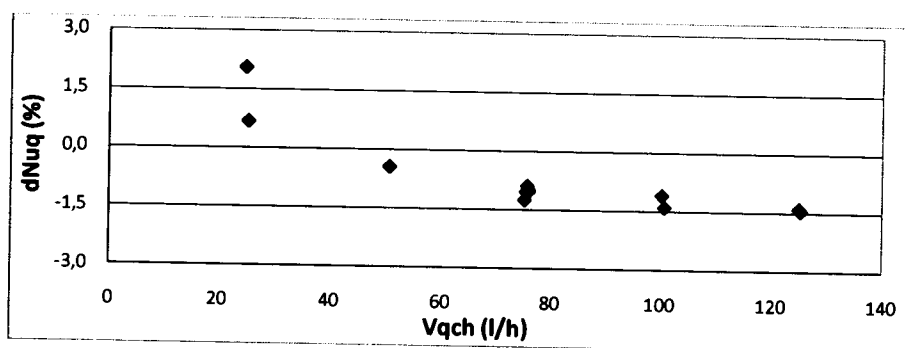


Fig. 6.3 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

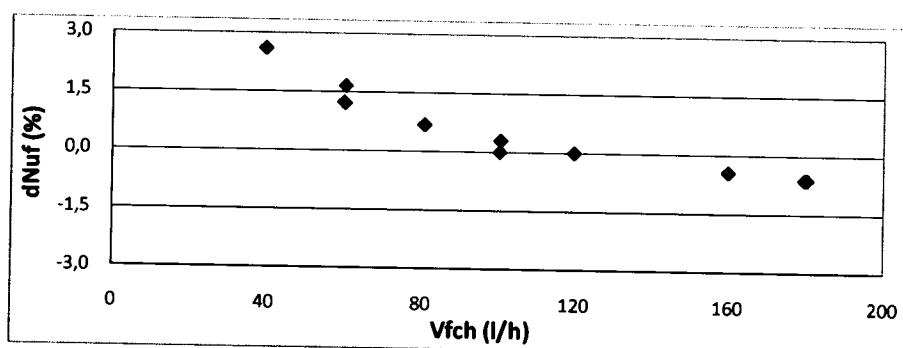


Fig. 6.4 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

Da figura 6.4, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água do mar/água doce relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, se situam entre cerca de  $-0,6\%$  (ensaios 9, 18, 27) e cerca de  $+2,6\%$  (ensaio 20), apresentam um desvio médio da ordem de  $+0,5\%$  e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados

passam de positivos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal até cerca de 80 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce) a negativos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal superiores a 100 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio superiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

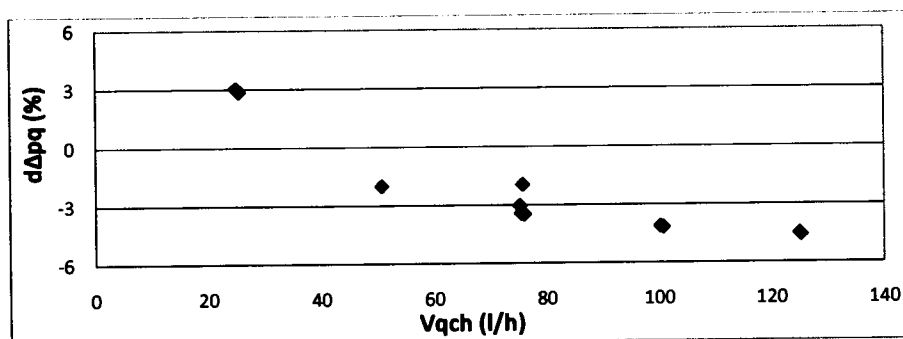


Fig. 6.5 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

A partir da figura 6.5, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água do mar/água doce relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de -4,6 % (ensaio 41) e cerca de +3 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de -2,4 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados passam de positivos (para caudais volumétricos do fluido quente por canal até cerca de 30 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido quente inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce) a negativos (para caudais volumétricos do fluido quente por canal superiores a 30 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido quente superiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

De acordo com figura 6.6, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água do mar/água doce relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, se situam entre cerca de -54,8 % (ensaio 9) e cerca de +66,2 % (ensaio 20), apresentam um

desvio médio da ordem de +1,8 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados passam de positivos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal até cerca de 100 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido frio inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce) a negativos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal superiores a 100 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido frio superiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

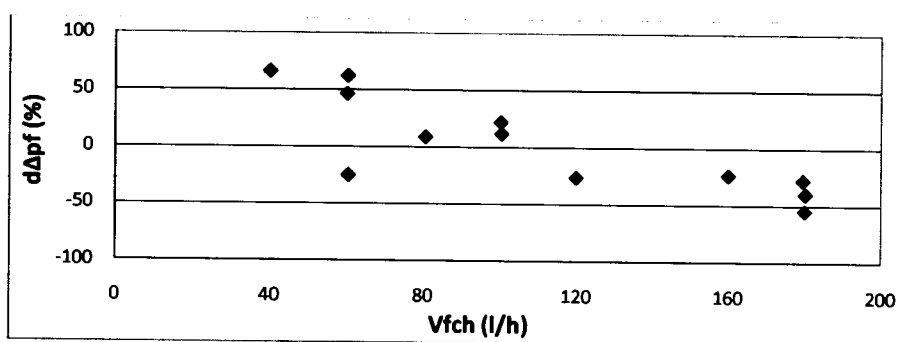


Fig. 6.6 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água do mar/água doce relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

Tomando como referência os valores obtidos através do modelo Sm para o permutador de calor de placas em estudo, funcionando com água doce/água doce (água doce como fluidos quente e frio), verifica-se que o facto de o fluido frio ser a água do mar e o fluido quente continuar a ser a água doce se traduz numa diminuição média da potência térmica de cerca de 5 % (figura 6.2), numa diminuição média do número de Nusselt do fluido quente de cerca de 1% (figura 6.3), num aumento do número de Nusselt do fluido frio de cerca de 0,5 % (figura 6.4), numa diminuição da perda de carga do fluido quente de cerca de 2,5% (figura 6.5) e num aumento da perda de carga do fluido frio de cerca de 2 % (figura 6.6).

É assim possível concluir que, tanto no respeitante ao processo de transmissão de calor como à perda de carga, o funcionamento com água do mar/água doce do permutador de placas em estudo, comparativamente ao funcionamento com água doce/água doce, os desvios percentuais apresentados pela potência térmica pelos números de Nusselt e pelas perdas de carga dos fluidos quente e frio, são inferiores a 6 %, ou seja não existem diferenças significativas.

Com o objectivo de avaliar a consistência do modelo analítico  $Sm$  e para as mesmas condições de funcionamento, efectuou-se a simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas tendo-se obtido os valores apresentados na tabela do Anexo I.

Quanto aos resultados obtidos, através de simulação numérica tridimensional, relativamente ao funcionamento com água do mar/água doce, em comparação com o funcionamento água doce/água doce, é possível concluir que a potência térmica, os números de Nusselt e as perdas de carga dos fluidos quente e frio, apresentam, igualmente, desvios percentuais inferiores a 6 %, ou seja, não existem diferenças significativas.

É ainda possível concluir que, quanto ao funcionamento do permutador de calor de placas com água do mar/água doce comparativamente ao funcionamento com água doce/água doce, os resultados obtidos através do modelo  $Sm$  são da mesma ordem de grandeza do que os obtidos por simulação numérica tridimensional.

## **6.2. Funcionamento com água doce/óleo lubrificante**

Relativamente ao funcionamento com água doce/óleo lubrificante (água doce como fluido frio e óleo lubrificante como fluido quente), com base no modelo analítico  $Sm$ , obtiveram-se os valores apresentados na tabela do Anexo H.

Nas figuras 6.7 a 6.11, representam-se, graficamente, as variações percentuais da potência térmica, dos números de Nusselt e da perda de carga dos fluidos quente e frio, obtidos através do modelo analítico  $Sm$ , para funcionamento com água doce/óleo lubrificante (água doce como fluido frio e óleo lubrificante como fluido quente), relativamente ao funcionamento com água doce/água doce (água doce como fluidos frio e quente), em função do caudal volumétrico por canal.

De acordo com figura 6.7, verifica-se que os valores da variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico  $Sm$  com água doce/óleo lubrificante relativamente aos correspondentes valores obtidos com água

doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de -78 % (ensaio 27) e cerca de -63,7 % (ensaio 20), apresentam um desvio médio da ordem de -72,5 % e os desvios verificados assumem valores negativos (funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de potência térmica superiores aos de funcionamento com água doce/óleo lubrificante).

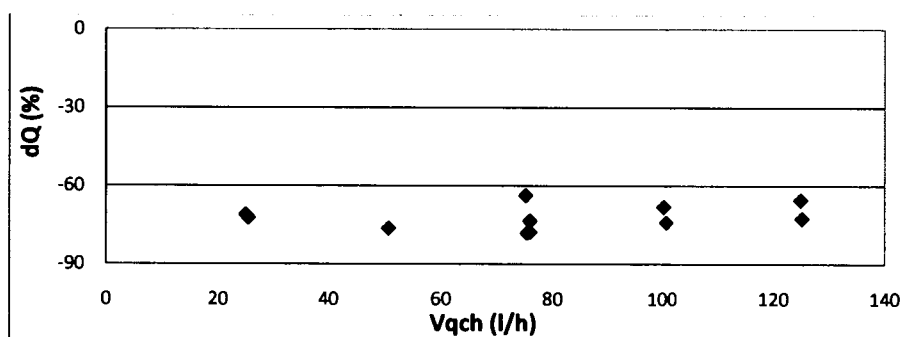


Fig. 6.7 - Variação percentual da potência térmica do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

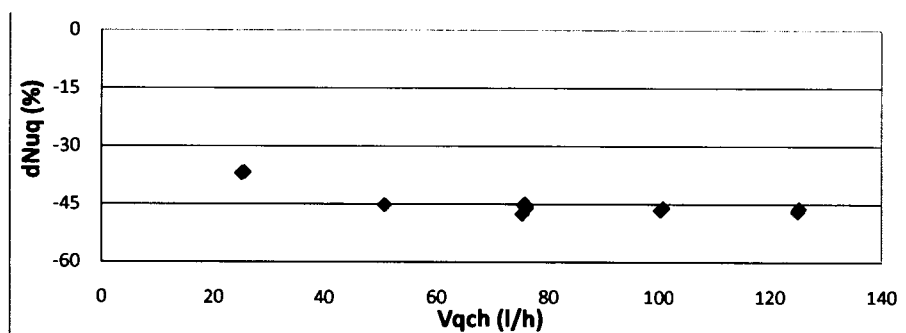


Fig. 6.8 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

Relativamente à figura 6.8, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água doce/óleo lubrificante relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de -47,5 % (ensaio 20) e cerca de -36,7 % (ensaio 9), apresentam um desvio médio da ordem de -44,5 % e os desvios verificados assumem valores negativos (funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido quente superiores aos de funcionamento com água doce/óleo lubrificante).

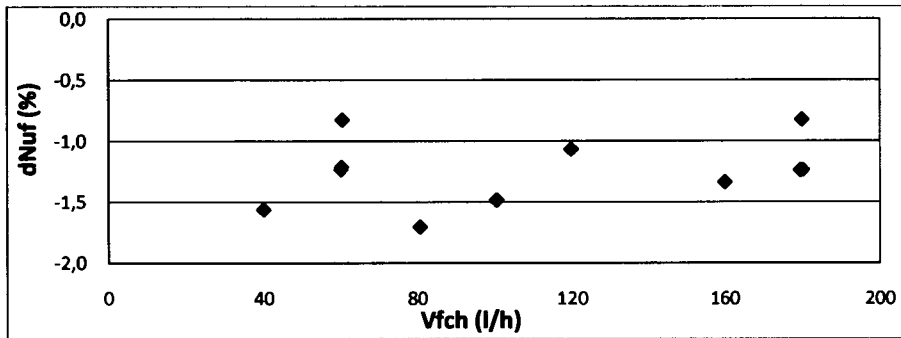


Fig. 6.9 - Variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

Da figura 6.9, verifica-se que os valores da variação percentual do número de Nusselt do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água doce/óleo lubrificante relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, se situam entre cerca de -1,7 % (ensaio 22) e cerca de -0,8 % (ensaio 9), apresentam um desvio médio da ordem de -1,3 % e os desvios verificados assumem valores negativos (funcionamento com água doce/água doce apresenta valores do número de Nusselt do fluido frio superiores aos de funcionamento com água doce/óleo lubrificante).

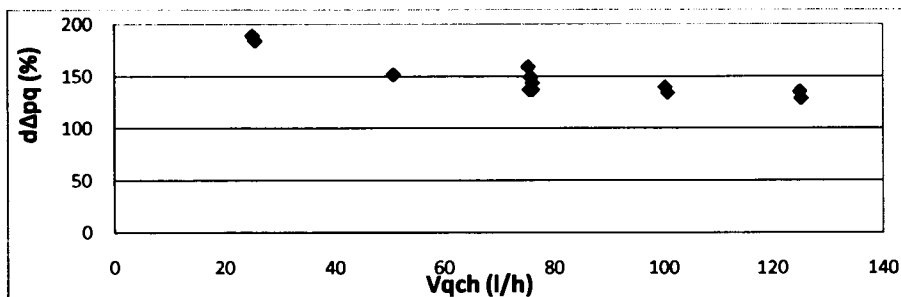


Fig. 6.10 - Variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido quente por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

A partir da figura 6.10, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido quente do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água doce/óleo lubrificante relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido quente por canal, se situam entre cerca de +128,5 % (ensaio 41) e cerca de +188,9 % (ensaio 3), apresentam um desvio médio da ordem de +148,9 % e os desvios verificados assumem

valores positivos (funcionamento com água doce/água doce apresenta valores da perda de carga do fluido quente inferiores aos de funcionamento com água doce/óleo lubrificante).

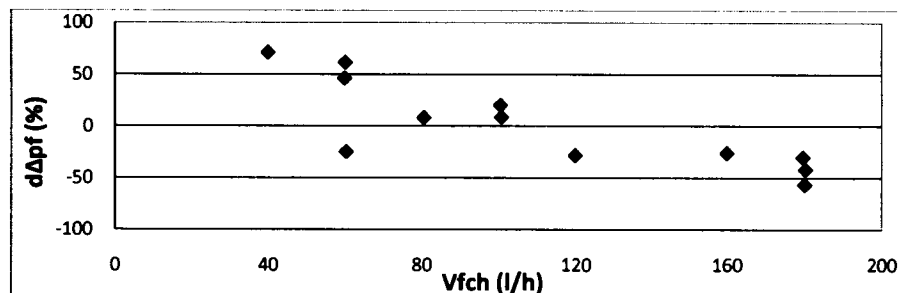


Fig. 6.11 - Variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas com o caudal volumétrico de fluido frio por canal obtida através do modelo Sm funcionando com água doce/óleo lubrificante relativamente ao funcionamento com água doce/água doce.

De acordo com a figura 6.11, verifica-se que os valores da variação percentual da perda de carga do fluido frio do permutador de calor de placas, obtidos através do modelo analítico Sm com água doce/óleo lubrificante relativamente aos correspondentes valores obtidos com água doce/água doce, com o caudal volumétrico de fluido frio por canal, se situam entre cerca de -56,7 % (ensaio 9) e cerca de +71,2 % (ensaio 20), apresentam um desvio médio da ordem de +0,7 % e, com o aumento do referido caudal, os desvios verificados passam de positivos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal até cerca de 100 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido frio inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce) a negativos (para caudais volumétricos do fluido frio por canal superiores a 100 l/h o funcionamento com água doce/água doce apresenta valores de perda de carga do fluido frio inferiores aos de funcionamento com água do mar/água doce).

Tomando como referência os valores obtidos através do modelo Sm para o permutador de calor de placas em estudo, funcionando com água doce/água doce (água doce como fluidos quente e frio), verifica-se que o facto de o fluido frio ser a água doce e o fluido quente ser o óleo lubrificante se traduz numa diminuição média da potência térmica de cerca de 72,5 % (figura 6.7), numa diminuição média do número de Nusselt do fluido quente de cerca de 44,5% (figura 6.8), numa diminuição média do número de Nusselt do fluido frio de cerca de 1,3 % (figura 6.9), num aumento médio da perda de carga do fluido quente de cerca de 150 % (figura 6.10) e num aumento médio da perda de carga do fluido frio de cerca de 1 % (figura 6.11).



### 6.3. Conclusões

Relativamente à previsão de funcionamento do permutador de calor de placas com água do mar/água doce (água do mar como fluido frio e água doce como fluido quente), em comparação com o funcionamento com água doce/água doce (água doce como fluido frio e fluido quente), é possível concluir que a potência térmica, os números de Nusselt e as perdas de carga dos fluidos quente e frio, apresentam desvios percentuais da mesma ordem de grandeza (situam-se numa faixa de cerca de  $\pm 6\%$ ), tanto através do modelo Sm como através de simulação numérica.

Verifica-se assim não existirem diferenças significativas entre o funcionamento do permutador de calor de placas com água do mar e água doce como fluido frio, mantendo a água doce como fluido quente.

Quanto à previsão de funcionamento do permutador de calor de placas, através do modelo analítico Sm, com água doce/óleo lubrificante (água doce como fluido frio e óleo lubrificante como fluido quente), em comparação com o funcionamento com água doce/água doce (água doce como fluido frio e fluido quente), é possível concluir que:

- A potência térmica e o número de Nusselt do fluido quente tomam valores nitidamente inferiores;
- O número de Nusselt do fluido frio não apresenta alterações significativas (desvios inferiores a  $-1,7\%$ );
- A perda de carga do fluido quente toma valores nitidamente superiores;
- A perda de carga do fluido frio para caudais volumétricos por canal até valores da ordem de 60 l/h toma valores nitidamente positivos e para valores de caudal superiores assume valores nitidamente negativos.

Tal como era expectável, verifica-se assim existirem diferenças significativas entre o funcionamento do permutador de calor de placas com óleo lubrificante e água doce como fluido quente, mantendo a água doce como fluido frio.

Face ao exposto, pode-se ainda concluir que o modelo analítico Sm, desenvolvido e proposto nesta dissertação é aceitável para, de uma forma analítica, prever o

comportamento do permutador de calor de placas ensaiado, particularmente no respeitante aos aspectos térmicos.

Relativamente à perda de carga, tanto no funcionamento com água do mar/água doce como no funcionamento com água doce/óleo lubrificante, os resultados obtidos e, conseqüentemente, as respectivas conclusões têm bastantes limitações, pois, conforme exposto no sub-capítulo 4.4, as correlações desenvolvidas nesta dissertação conduziram a valores da perda de carga que, quando comparadas com os correspondentes valores experimentais apresentavam desvios superiores ao valor pré-definido de  $\pm 30\%$ .

## **CAPÍTULO 7**

### **CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO**

#### **7.1. Conclusões finais**

Os permutadores de calor são equipamentos imprescindíveis para o bom funcionamento da generalidade das indústrias, sistemas de energia (centrais termoeléctricas, refinarias, etc.), sistemas de climatização e sistemas de propulsão terrestre, aeronáutica e marítimo. Em instalações de máquinas marítimas, os permutadores de calor são determinantes para o bom funcionamento da instalação propulsora, pois são utilizados em vários sistemas principais e auxiliares. Constituem exemplos de sistemas auxiliares onde são utilizados permutadores de calor de placas o sistemas de arrefecimento da água de circulação da máquina principal, o sistema de arrefecimento do ar de lavagem e o sistema de arrefecimento do óleo lubrificante.

O principal objectivo deste estudo é o de contribuir para o desenvolvimento do estado da arte no domínio dos permutadores de calor de placas, os quais constituem o principal tipo de permutadores de calor utilizados em navios da marinha mercante.

Nesta dissertação desenvolveu-se uma metodologia para modelação de permutadores de calor de placas tendo em vista a sua utilização nas vertentes de interpretação do seu comportamento passado, predição do seu comportamento futuro, aquisição de conhecimento para, com base em novas medições, actualizar o modelo, obtenção de informação com vista à alteração das características do sistema e implementação de controlo automático.

O trabalho foi desenvolvido nas seguintes quatro fases:

- A primeira fase consistiu na obtenção de valores experimentais relativos a um permutador de calor de placas e, para as mesmas condições de entrada, comparação com valores experimentais obtidos para um permutador de calor de

corpo cilíndrico e feixe tubular. Ainda nesta fase efectuou-se a análise da incerteza experimental, bem como a avaliação das grandezas que mais contribuem para a referida incerteza experimental;

- A segunda fase consistiu na modelação do permutador de calor de placas, através da utilização de correlações existentes na bibliografia (modelo analítico). Uma vez que, quando comparados com os valores obtidos experimentalmente, os resultados obtidos para o modelo analítico adoptado (modelo S) mostraram ser insatisfatórios, estabeleceram-se novas correlações, as quais mostraram uma razoável concordância com os valores obtidos experimentalmente (modelo Sm). Ainda nesta fase, para condições próximas da potência máxima, foi determinada a sensibilidade do modelo analítico Sm relativamente às variações normalmente verificadas em instalações de máquinas marítimas. Assim adoptaram-se variações de  $\pm 10\%$  e de  $\pm 5\%$  na temperatura do fluido frio à entrada do permutador de calor de placas e de  $\pm 20\%$  e de  $\pm 10\%$  na sua viscosidade;
- De forma a obter-se mais informação sobre o escoamento dos fluidos no interior dos canais, a terceira fase consistiu na simulação numérica tridimensional do referido permutador de calor de placas, utilizando um código comercial de CFD, com o qual ainda se simulou o funcionamento deste permutador de calor fazendo-se variar a sua geometria e as condições de fronteira, tendo-se avaliado a influência das corrugações, das condições de fronteira e dos topos das placas;
- A quarta fase consistiu na simulação, através do modelo analítico Sm e numérica tridimensional com um código comercial CFD, do funcionamento do permutador de calor de placas com outros fluidos tal como acontece nas instalações de máquinas marítimas. Assim, os fluidos adoptados foram: água do mar/água doce e água doce/óleo lubrificante.

Em resumo, o ensaio e modelação de permutadores de calor de placas, permite retirar as seguintes conclusões:

1. Na sequência dos ensaios experimentais realizados, para caudais e temperaturas de entrada da mesma ordem de grandeza, verificou-se que o permutador de calor de placas, comparativamente ao permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular apresentava valores da eficiência térmica superiores em cerca de uma vez e meia, valores de NTU superiores em cerca de três vezes e valores de cerca do dobro da perda de carga, razões pelas quais os permutadores de calor de placas tenham vindo a substituir com vantagem os permutadores de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular. Esta substituição assume particular relevância a bordo de navios, pois o espaço ocupado constitui um factor determinante;
2. Quando comparados com os resultados experimentais, os resultados obtidos através do modelo analítico do permutador de calor de placas desenvolvido com base nas correlações apresentadas por Saunders (1988), tanto no respeitante ao processo de transmissão de calor como no processo de perda de carga, não podem considerar-se satisfatórios, pois os valores obtidos não se enquadram nos critérios definidos para validação do modelo;
3. Os resultados do modelo analítico desenvolvido para o permutador de calor de placas com base nas correlações estabelecidas nesta dissertação (modelo analítico  $S_m$ ), no respeitante ao processo de transmissão de calor entre os dois fluidos, apresentam uma boa concordância com os resultados experimentais, o que mostra a validade do modelo conceptual desenvolvido. No respeitante à perda de carga, devido à provável deformação das placas, o modelo analítico  $S_m$  não pode considerar-se satisfatório, pois os valores obtidos não cumprem os critérios pré-definidos para a validação do modelo;
4. Relativamente à sensibilidade do modelo analítico  $S_m$ , do permutador de calor de placas, pode concluir-se que a variação da temperatura de entrada do fluido frio afecta, de forma mais significativa, a diferença média logarítmica de temperaturas e a potência térmica. A variação da viscosidade do fluido frio à entrada afecta, fundamentalmente, o número de nusselt do fluido frio;

5. Quanto à simulação numérica tridimensional, com um código comercial CFD, referente ao domínio computacional constituído por um número infinito de placas (um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas), verificou-se que os resultados obtidos para o processo de transmissão de calor estavam relativamente próximos dos valores experimentais. Os desvios verificados podem considerar-se resultantes de:
  - Ter-se considerado que a distribuição de caudais por canal era uniforme;
  - Perdas de calor através das placas colocadas nas extremidades do permutador de calor;
  - O número de placas não ser infinito, não existindo simetria no número de canais percorridos por cada um dos fluidos;
  - Os pontos de leitura das temperaturas e pressões não se situarem exactamente nas entradas e saídas do domínio geométrico considerado;
  - O número e a forma das corrugações adoptadas ser ligeiramente diferente do número e da forma das corrugações reais.
  
6. Através de simulação numérica tridimensional, com um código comercial CFD, comparando canais com e sem corrugações, verificou-se que, relativamente ao permutador de calor de placas, a ausência de corrugações se traduz numa diminuição média da potência térmica em cerca de 35 % e numa diminuição média dos números de Nusselt dos fluidos em cerca de 50 %. Verifica-se que a existência de corrugações, ao aumentar a turbulência do escoamento, apresenta a vantagem de, sem aumento das suas dimensões exteriores, proporcionar um aumento do calor transferido. Em contrapartida, a existência de corrugações provoca um aumento da perda de carga;
  
7. Para analisar a influência de modelar o permutador de calor de placas com condições de fronteira mais simples e frequentemente adoptadas por outros autores, compararam-se simulações numéricas tridimensionais com diferentes condições de fronteira (periódicas e adiabáticas). Verificou-se que as condições adiabáticas se traduziam numa diminuição média da potência térmica em cerca de 36 % e numa diminuição média dos números de Nusselt

dos fluidos em cerca de 50%. Tal como seria de esperar, verifica-se assim que as condições de fronteira adoptadas têm grande influência nos resultados obtidos e o facto de se considerar que o permutador de calor de placas tem um número infinito de placas conduz a resultados mais próximos da realidade;

8. Comparando a influência conjunta da ausência de corrugações e das diferentes condições de fronteira, anteriormente referidas, através de simulação numérica tridimensional com um código comercial CFD, verifica-se que, relativamente ao permutador de calor de placas, o agravamento no processo de transmissão de calor é de cerca de mais 25 % do que cada um dos efeitos considerados isoladamente;
9. O facto de não se considerarem os topos das placas, o processo de transmissão de calor não é significativamente alterado. No entanto, a perda de carga diminui significativamente (detectaram-se desvios da ordem de 80%);
10. A incerteza relativa experimental do número de Nusselt do permutador de calor de placas tem um valor médio de cerca de 5 %, sendo o número de Reynolds a grandeza que mais contribui para esta incerteza relativa experimental. A perda de carga global do permutador de calor de placas apresenta uma incerteza relativa experimental da ordem de 13 % e, como era expectável, a grandeza que mais contribui para esta incerteza relativa é a perda de carga no interior dos canais;
11. Quanto aos resultados obtidos através do funcionamento do permutador de calor de placas com outros fluidos, tomando como termo de comparação o funcionamento com água doce/água doce, verifica-se que:
  - De acordo com os resultados obtidos através do modelo Sm e com a simulação numérica efectuada, o funcionamento com água do mar/água doce, relativamente à transmissão de calor, apresenta desvios inferiores a 10%, ou seja verifica-se não existirem diferenças de funcionamento significativas;
  - De acordo com os resultados obtidos através do modelo Sm, o funcionamento com água doce/óleo lubrificante, relativamente à

transmissão de calor, apresenta desvios significativos, verificando-se um pior desempenho do permutador de calor;

12. O modelo analítico desenvolvido e proposto nesta dissertação constitui uma ferramenta eficiente para dimensionar e avaliar termicamente permutadores de calor;
13. O modelo numérico tridimensional, embora seja de aplicação trabalhosa e processamento pesado, é de utilização universal, permitindo prever “à anteriori” o funcionamento de um permutador de calor, independentemente das suas dimensões e geometria.

## **7.2. Sugestões de trabalho futuro**

No âmbito do ensaio e da modelação de permutadores de calor de placas e como extensão do presente trabalho, considera-se importante a realização dos seguintes desenvolvimentos futuros:

1. Verificar a validade das correlações desenvolvidas nesta dissertação (modelo  $S_m$ ) quando aplicadas a um número diferente de canais e a canais formados por placas cujos vértices das corrugações, entre duas placas consecutivas, estejam dispostos em sentidos opostos;
2. Utilizando um código comercial CFD, simular numericamente o funcionamento tridimensional do permutador de calor de placas com as geometrias acima referidas e com diferentes ângulos das corrugações, avaliando a sua influência no processo de transmissão de calor e na perda de carga.

Num futuro próximo, os pontos constantes desta síntese constituirão, certamente, um desafio extremamente aliciante e motivador, para se desenvolverem trabalhos de investigação numa área ainda em contínua evolução como é a da modelação de permutadores de calor de placas.



## REFERÊNCIAS:

- Atkinson, K. N., Drakulic, R., Heikal, M. R., Cowell, T. A. (1998), Two-and Three-Dimensional Numerical Models of Flow and Heat Transfer Over Louvred Fin Arrays in compact Heat Exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **41**, pp.4063-4080.
- Ayub, Z. H. (2003), Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators, *Heat Transfer Engineering*, **24** (5), pp. 3-16.
- Barata, J. M. M. (1986), *Lógica de Programação*, CIIST, Março.
- Barford, N. C. (1967), *Experimental Measurements: Precision, Error and Truth*, Addison-Wesley Publishing Company, Inc.
- Blomerius, H., Holsken, C., Mitra, N. K. (1999), Numerical Investigation of Flow Field and Heat Transfer in Cross – Corrugated Ducts, *ASME J. Heat Transfer*, **121**, pp. 314-321.
- Butterworth, D. (2004), Process Heat Transfer 2010, *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 1395-1407.
- Cengel, Y. A. (2003), *Heat Transfer a Practical Approach*, McGraw-Hill, 2<sup>a</sup> Edition.
- Cerr, M. (1980), *Instrumentation Industrielle*, Vol. 1, Technique & Documentation.
- Chapman, A. J. (1968), *Transmission del calor*, Ediciones Interciencia.
- Chen, J. D., Tsai, S. T. (1988), Calculation of Mean Temperature Difference of Multi-tubepass Crossflow Type Heat Exchanger, *Heat Recovery Systems & CHP*, **8** (2), No. 2, pp. 173-182.
- Ciofalo, M., Stasiek, J., Collins, M. W. (1996), Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-II. Numerical Simulations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **39** (1), pp. 165-192.
- Ciofalo, M., Piazza, I., Stasiek, J. A. (2000), Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated-undulated Plate Heat Exchangers, *Heat and Mass Transfer*, **36**, pp. 446-462.
- Clarke, D. D., Vasquez, V. R., Whiting, Greiner. M. (2001), Sensivity and Uncertainty Analysis of Heat-exchanger Designs to Physical Properties Estimation, *Applied Thermal Engineering*, **21**, pp. 993-1017.
- Cooper, A., Usher, J. D. (1983), *Heat Exchanger Design Handbook* (Section 3.7), Hemisphere Publishing Corporation.

- Coulson, J. M., Richardson, J. F. (1980), *Tecnologia Química*, Fundação Calouste Gulbenkian.
- Das, S. K., Spang, B., Roetzel, W. (1995), Dynamic Behavior of Plate Heat Exchangers - Experiments and Modeling, *Journal of Heat Mass Transfer - Transactions of the ASME*, **117** (4), pp. 859-864.
- Daugherty, R. L., Franzini, J. B., Finnemore, E. J. (1985), *Fluid Mechanics with Engineering Applications*, McGraw-Hill Book Company, 8<sup>th</sup> ed.
- Esteves, J. S. (1999), *Introdução à Análise Numérica*, Vol. 1, Universidade de Aveiro, Departamento de Matemática.
- Fernandes, C. S., Dias, R., Nóbrega, J. M., Afonso, I. M., Melo, L. F., Maia, J. M. (2005), Simulation of Stirred Yogurt Processing in Plate Heat Exchangers, *Journal of Food Engineering*, **69**, pp. 281-290.
- Fernandes, C. S., Dias, R., Nóbrega, J. M., Afonso, I. M., Melo, L. F., Maia, J. M. (2006), Thermal Behaviour of Stirred Yoghurt During Cooling in Plate Heat Exchangers, *Journal of Food Engineering*, **76**, pp. 433-439.
- Ferziger, J. H., Peric, M. (1997), *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Fluent (2001a), Fluent 6.0, *User's Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA.
- Fluent (2001b), Gambit 2, *Modeling Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA.
- Fluent (2001c), Gambit 2, *Tutorial Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA.
- Fluent (2001d), Gambit 2, *User's Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA.
- Focke, W. W., Zachariadis, J., Olivier, I. (1985), The Effect of Corrugation Angle on the Thermodynamic Performance of Plate Heat Exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **29**, pp. 1469-1479.
- Focke, W. W. (1986), Selecting Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns, *ASME J. Heat Transfer*, **108**, pp. 153-160.
- Focke, W. W., Knibbe, P. G. (1986), Flow Visualization in Parallel-Plane Ducts with Corrugated Walls, *J. Fluid Mech.*, **165**, pp. 73-77.
- Fraas, A. P. (1989), *Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons.
- Fraas, A. P., Ozisik, M. N. (1965), *Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons Inc.
- Galeazzo, F. C. C., Miura, R. Y., Gut, J. A. W., Tadini, C. C. (2006), Experimental and Numerical Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering Science*, **61**, pp. 7133-7138.

- Ghost, I., Sarangi, S. K., Das, P. K. (2006), An Alternate Algorithm for the Analysis of Multistream Plate Fin Heat Exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **49**, pp. 2889-2902.
- Giot, M. (1987), *Phenomenes de Transfert, Fluides, Chaleur, Masse*, Ciaco Éditeur.
- Grijspeerdt, K., Hazarika, B., Vucinic, D. (2003), Application of computational fluid dynamics to model the hydrodynamics of plate heat exchangers for milk processing, *Journal of Food Engineering*, **57**, pp. 237-242.
- GUNT (1999), *Experimental Instructions WL315C*, Geratebau GmbH, Barsbuttel, Germany 04/99.
- Gupta, J. P. (1986), *Fundamentals of Heat Exchanger and Pressure Vessel Technology*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Gut, J. A. W., Fernandes, R., Pinto, J. M., Tadini, C. C. (2004), Thermal Model Validation of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations, *Chemical Engineering Science*, **59**, pp. 4591-4600.
- Gut, J. A. W., Pinto, J. M. (2003a), Modeling of Plate Heat Exchangers with Generalized Configurations, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **46**, pp. 2571-2585.
- Gut, J. A. W., Pinto, J. M. (2003b), Selecting Optimal Configurations for Multisection Plate Heat Exchangers in Pasteurization Processes, *Ind. Eng. Chem. Res.*, **42**, pp. 6112-6124.
- Gut, J. A. W., Pinto, J. M. (2004), Optimal Configuration Design for Plate Heat Exchangers, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **47**, pp. 4833-4848.
- Guy, A. R. (1983), *Heat Exchanger Design Handbook* (Section 3.2), Hemisphere Publishing Corporation.
- Harrington, R. L. (1971), *Marine Engineering*, The Society of Naval Architects and Marine Engineers.
- Henry, M. P., Clarke, D. W. (1993), The Self-Validating Sensor: Rationale, Definitions and Examples, *Control Eng. Practice*, **1** (4), pp. 585-610, Pergamon Press.
- Hewitt, G. F., Shires, G. L., Bott, T. R. (1994), *Process Heat Transfer*, CRC Press.
- Holman, J. P. (1989), *Experimental Methods for Engineers*, McGraw-Hill Book Company.
- Isachenko, V. P., Osipova, V. A., Sukomel, A. S. (1977), *Heat Transfer*, Mir Publishers, Moscow.

- Islamoglu, Y., Parmaksizoglu, C. (2003), The effect of Channel Height on the Enhanced Heat Transfer Characteristics in a Corrugated Heat Exchanger Channel, *Applied Thermal Engineering*, **23**, pp. 979-987.
- Jassim, E. W., Newell, T. A., Chato, J. C. (2006), Refrigerant Pressure Drop in Chevron and Bumpy Style Flat Plate Heat Exchangers, *Experimental Thermal and Science*, **30**, pp. 213-222.
- Jaw, S. Y., Hwang, R. R. (2000), A Two-Scale Low Reynolds Number Turbulence Model, *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, **33**, pp. 695-710.
- Johnson, C. D. (1990), *Controlo de Processos: Tecnologia da Instrumentação*, Fundação Calouste Gulbenkian.
- Kakaç, S., Bergles, A. E., Mayinger, F. (1981), *Heat Exchangers Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, Advanced Study Institute Book, Hemisphere Publishing Corporation.
- Kakaç, S., Shah, R. K., Aung, W. (1987), *Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer*, John Wiley & Sons.
- Kalinin, E. K., Dreitser, G. A. (1970), Unsteady Convective Heat Transfer and Hydrodynamics in Channels, in *Advances in Heat Transfer*, Edited by Hartnett, J. P., Irvine, T. F., **6**, Academic Press.
- Kanaris, A. G., Mouza, K. A., Paras, S. V. (2004), Designing Novel Comopact Heat Exchangers for Improved Efficiency Using a CFD Code, *1<sup>st</sup> International Conference "From Scientific Computing to Computational Engineering" 1<sup>st</sup> IC-SCCE*, Athens, 8-10 September, (c) IC-SCCE.
- Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Paras, S. V. (2006), Flow and Heat Transfer Prediction in a Corrugated Plate Heat Exchanger Using a CFD Code, *Chem. Eng. Technol.*, **29** (8), pp. 923-930.
- Kandlikar, S. G., Shah, R. K. (1989a), MultipassPlate Heat Exchangers Effectiveness-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements, *ASME J. Heat Transfer*, **111**, pp. 300-313.
- Kandlikar, S. G., Shah, R. K. (1989b), Asymptotic Effectiveness-NTU Formulas for Multipass Plate Heat Exchangers, *ASME J. Heat Transfer*, **111**, pp. 314-321.
- Kay, J. M. (1957), *An Introduction to Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Cambridge at University Press.
- Kays, W. M., London, A. L. (1984), *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill Book Company, New York.

- Kern, D. Q. (1950), *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill International Student Edition.
- Lienhard IV, J. H., Lienhard V, J. H. (2001), *A Heat Transfer Textbook*, Phlogiston Press, Cambridge Massachusetts.
- Man B & W (1986), *Project Guide: Two-Stroke Engines –MC Programme*, Volume I, Edition 2.
- Manzanares, A. A. (1979), *Hidráulica Geral*, Técnica- AEIST.
- Maple versão 8.00 (2002), *User's Guide*, Waterloo Maple Inc., Ontário, Canada.
- Marques, A., Malico, I., Nina, M. (2008), 3D Numerical Simulation of a Plate Heat Exchanger, *Proceedings of ENCIT 12<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences*, November 10-14, 2008, Belo Horizonte, MG.
- Martin, H. (1996), A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-type Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering and Processing*, **35**, pp. 301-310.
- McAdams, W. H. (1958), *Heat Transmission*, McGraw-Hill International Book Company.
- McKillop, A. A., Dunkley, W. L. (1960), Plate Heat Exchangers: Heat Transfer-Turbulence Promoters and Flexible Plate Arrangements Give High Heat-Transfer Rates at Low Pressure Drops, *Industrial and Engineering Chemistry*, **52** (9), pp. 740-744..
- Mehrabian, M. A., Poulter, R. (2000), Hydrodynamics and Thermal Characteristics of Corrugated Channels: Computational Approach, *Applied Mathematical Modelling*, **24**, pp. 343-364.
- Mikheyev, M. (1977), *Fundamentals of Heat Transfer*, Mir Publishers Moscow.
- Miller, D. S. (1986), *Internal Flow Systems*, BHRA Fluid Engineering.
- Mischke, C. R. (1984), *Construção de Modelos Matemáticos em Engenharia*, Editora Portuguesa de Livros Técnicos e Científicos.
- Mota, J., Brazão, J. (1972), *Subprogramas Fortran para a determinação de algumas propriedades físicas da água e do ar*, Publicações do Laboratório de Física e Engenharia Nucleares, Sacavém.
- Muley, A., Manglik, R. M., Metwally, H. M. (1999), Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger, *ASME J. Heat Transfer*, **121**, pp. 1011-1017.
- Neumann e Pierson (1966), *Principles of Physical Oceanography*, Prentice-Hall.
- Nicholson, H. (1980), *Modelling of Dynamical Systems*, Peter Peregrinus Ltd.

- Norton, T., Sun, D. W. (2006), Computational Fluid Dynamics (CFD)-An effective and Efficient Design and Analysis Tool for The Food Industry: *A Review Trends in Food Science & Technology*, 17, pp. 600—620.
- National Physical Laboratory (2004), Kaye & Laby-Tables of Physical & Chemical Constants 2008, <[http://www.kayelaby.npl.co.uk/general\\_physics/2\\_7/2\\_7\\_9.html](http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_7/2_7_9.html)>.
- Ornberg, B. (1976), *Secool-A new closed circuit cooling system for your plant*, Alfa-Laval AB, Sweden.
- Ozisik, M. N. (1977), *Basic Heat Transfer*, McGraw-Hill International Book Company.
- Paepe, M., Willems, A., Zenner, A. (2005), Experimental Determination of Heat Transfer Coefficient of a Plate-Fin Heat Exchanger, *Heat Transfer Engineering*, 26 (7), pp. 29-35.
- Paras, S. V., Kanaris, A. G., Mouza, A. A., Karabelas, A. J. (2002), CFD Code Application to Flow Through Narrow Channels with Corrugated Walls, *CHISA 2002, 15<sup>th</sup> International Congress of Chemical and Processing Engineering*, Prague Aug.
- Patankar, S. V. (1980), *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill.
- Patankar, S. V., Spalding, D. B. (1972), A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 15, pp. 1787-1806.
- Peric, M., Ferziger, J. H. (1966), *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Pina, H. (1995), *Métodos Numéricos*, McGraw-Hill de Portugal, Lda.
- Pinto, J. M., Gut, J. A. (2002), A Screening Method for the Optimal Selection of Plate Heat Exchanger Configurations, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 19 (4), pp 433-439, October-December.
- Quintela, A. C. (1981), *Hidráulica*, Fundação Calouste Gulbenkian.
- Raju, K. S. N., Bansal, J. C. (1983), *Design of Plate Heat Exchangers*, in: Kakaç, S., Shah, R. K., Bergles, A. E., (Eds.), *Low Reynolds Number Flow Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 913-932.
- Raju, K. S. N., Chand, J. (1980), Consider Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering*, August 11, McGraw-Hill, Inc.

- Rao, P. B., Kumar, P. K., Das, S. K. (2002), Effect of Flow Distribution to the Channels on the Thermal Performance of a Plate Heat Exchanger, *Chemical Engineering and Processing*, **41**, pp. 49-58.
- Raznjevic, K. (1976), *Handbook of Thermodynamic Tables and Charts*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Reis, E. (1996), *Estatística Descritiva*, Edições Sílabo Lda.
- Reppich, M. (1999), Use of High Performance Plate Heat Exchangers in Chemical and Process Industries, *Int. J. Therm Sci.*, **38**, pp. 999-1008.
- Ribeiro Jr, C. P., Andrade, M. H. C. (2002), An Algorithm for Steady-state simulation of Plate Heat Exchangers, *Journal of Food Engineering*, **53**, pp. 59-66.
- Rogers, G. F. C., Mayhew, Y. R. (1983), *Thermodynamic and Transport Properties of Fluids-SI Units*, Blackwell, fifth Edition.
- Rokni, M., Olsson, C. O., Sundén, B. (1998), Numerical and Experimental Investigation of Turbulent Flow in a Rectangular Duct, *Int. J. Meth. Fluids*, **28**, pp. 225-242.
- Rosenhow, W. M., Hartnett, J. P., Ganic, E. N. (1985), *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, McGraw-Hill Book Company.
- Saunders, E. A. (1988), *Heat Exchangers-Selection, Design and Construction*, Longman Scientific & Technical.
- Schlichting, H. (1968), *Boundary-Layer Theory*, McGraw-Hill, Series in Mechanical Engineering.
- Shah, R. K. (1990), Assessment of Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Exchanger Design Data, in: *Proc. 9<sup>th</sup> Int. Heat Trans. Conf.*, Jerusalem, **5**, pp. 51-56.
- Shah, R. K., Focke, W. W. (1986), *Plate Heat Exchangers and their Design theory*, in: Shah, R. K., Subbarao, E. C., Mashelkar, R. A. (Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere Publishing, Washington, DC, pp. 227-254.
- Shih, T., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J. (1995), A New k- $\epsilon$  Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows, *Computers Fluids*, **24** (3), pp. 227-238.
- Sighieri, L., Nishinari, A. (1982), *Controle Automático de Processos Industriais-Instrumentação*, Editora Edgard Blucher Lda.
- Sole, A. C. (1979), *Instrumentation Industrial*, Marcombo.
- Soumerai, H. (1987), *Practical Thermodynamic Tools for Heat Exchanger Design Engineers*, John Wiley & Sons.

- Stasiek, J., Collins, M. W., Ciofalo, M., Chew, P. E. (1995), Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-I. Experimental Results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **39** (11), pp. 149-164.
- Stoecker, W. F. (1989), *Design of Thermal Systems*, McGraw-Hill Book Company.
- Taborek, J. (1983), *Heat Exchanger Design Handbook* (Section 3.3), Hemisphere Publishing Corporation.
- Takahashi, Y., Robins, M. J. Auslander, D. M. (1972), *Control and Dynamic Systems*, Addison-Wesley Publishing Company.
- Taylor, R. P., Hodge, B. K., James, C. A. (1999), Estimating Uncertainty in Thermal Systems Analysis and Design, *Applied Thermal Engineering*, **19**, pp. 51-73, Pergamon.
- Tian, Y. (2004), A Conceptual Description of Heat Exchanger for Programming, *Applied Thermal Engineering*, **24**, pp. 1171-1178.
- Tubular Exchanger Manufacturers' Association-TEMA (1988), *Standard of Tubular Exchanger Manufacturers' Association*, 7<sup>th</sup> ed., Tema, New York.
- Upton, H. E., (1985), Heat exchangers for Internal Combustion Engines, *Trans.I. Mar. Engineers (TM)*, **97**, paper 6.
- U. S. Coast Guard (1999), Chemical Hazards Response Information Systems (CHRIS) (2008), <<http://www.chrismanual.com/Intro/prop.htm>.
- Usher, J. D. (1970), *Evaluating Plate Heat-exchangers*, Chemical Engineering, McGraw-Hill Publications, NY.
- Vlasogiannis, P., Karagiannis, G., Argyropoulos, P., Bontozoglou, V. (2002), Air-water Two-phase Flow and Heat Transfer in a Plate Heat Exchanger, *Int. J. of Multiphase Flow*, **28**, pp. 757-772.
- Wang, L., Sundén, B. (2003), Optimal Design of Plate Heat Exchangers with and without Pressure Drop specifications, *Applied Thermal Engineering*, **23**, pp. 295-311.
- Watson, E. L., McKillop, A. A., Dunkley, W. L., Perry, R. L. (1960), Plate Heat Exchangers: Flow Characteristics-Velocity Patterns, Residence Times, and Pressure Drops Aid Sound Design and Effective Use, *Industrial and Engineering Chemistry*, **52** (9), pp. 733-740.
- Wellstead, P. E. (1979), *Introduction to Physical System Modeling*, Academic Press.



- Whiting, W. B. (1996), Effects of Uncertainties in Thermodynamic Data and Models on Process calculations, *J. Chem. Eng. Data*, 41, pp. 935-941, American Chemical Society.
- WS Atkins Consultants and Members of the NSC (2004), *Best Practice Guidelines for Marine Applications of Computational Fluid Dynamics*.
- Zakauskas, A. (1989), *High-Performance Single-Phase Heat Exchangers*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Zakauskas, A., Ulinskas, R. (1988), *Heat Transfer in Tube Banks in Crossflow*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Zaleski, T., Klepacka, K. (1992), Approximate method for solving equations for plate heat exchangers, *Int. J. Mass and Heat Transfer*, 35 (5), pp. 1125-1130.



## ANEXO A

**Tabela A.1 - Resultados experimentais do permutador de calor de placas.**  
Condições de funcionamento:      água doce/água doce

Grandezas	ens.1	ens.2	ens.3	ens.4	ens.5	ens.6	ens.7	ens.8	ens.9
$\dot{V}_q$ (l/h)	101	104	100	102	103	100	100	103	102
$\dot{V}_r$ (l/h)	102	197	302	404	500	604	698	799	900
$T_{qe}$ (K)	339,8	340,3	334,1	333,2	332,6	333,2	331,1	332,9	334,1
$T_{fe}$ (K)	298,5	297,5	295,6	294,9	295,4	295,5	294,6	294,5	294,7
$T_{qs}$ (K)	315,7	308,0	303,0	301,4	301,5	301,1	300,0	300,0	300,3
$T_{fs}$ (K)	321,5	313,0	304,1	301,5	300,1	299,2	297,5	297,3	296,9
LMTD (K)	11,2	12,8	12,1	11,6	11,7	11,2	11	11,3	11,7
$\dot{Q}$ (kW)	2,72	3,8	3,54	3,71	3,67	3,67	3,56	3,88	3,94
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,09	1,33	1,31	1,43	1,41	1,47	1,45	1,55	1,52
NTU	3,25	2,97	3,05	3,25	3,17	3,42	3,36	3,48	3,45
$\epsilon$	0,82	0,84	0,9	0,93	0,93	0,95	0,95	0,96	0,96
$Re_{qch}$	219	207	176	174	175	170	164	172	173
$Re_{fch}$	132	234	314	405	495	592	664	759	852
$Nu_q$	16,4	16,4	14,4	14,9	14,1	14,1	13,6	14,3	13,7
$Nu_r$	13,4	20,9	25,2	31	33,5	38,9	41,1	46,2	48,2
$\Delta p_q$ (Pa)	133	133	133	133	267	267	267	267	267
$\Delta p_r$ (Pa)	133	400	800	1599	2399	2399	3199	3332	4399

Grandezas	ens.10	ens.11	ens.12	ens.13	ens.14	ens.15	ens.16	ens.17	ens.18
$\dot{V}_q$ (l/h)	201	200	203	200	202	203	203	202	203
$\dot{V}_r$ (l/h)	101	202	304	401	500	599	701	800	901
$T_{qe}$ (K)	340,1	336,7	328,4	322,1	321,4	320,2	318,8	318,7	318,0
$T_{fe}$ (K)	298,6	297,1	296,2	294,9	294,4	294,8	294,5	294,5	293,7
$T_{qs}$ (K)	326,3	315,6	308,7	304,3	302,7	301,1	300,9	300,2	299,0
$T_{fs}$ (K)	325,0	316,5	307,9	303,1	301,2	300,3	299,4	298,8	297,5
LMTD (K)	11	14,3	13,3	11,5	11,4	9,8	10	9,5	9,3
$\dot{Q}$ (kW)	3,08	4,88	4,7	4,23	4,51	4,64	4,36	4,49	4,64
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,26	1,53	1,59	1,65	1,78	2,12	1,96	2,11	2,23
NTU	3,82	2,18	1,75	1,84	1,96	2,33	2,16	2,34	2,45
$\epsilon$	0,94	0,73	0,67	0,72	0,77	0,83	0,81	0,84	0,86
$Re_{qch}$	511	437	377	331	325	316	311	307	301
$Re_{fch}$	138	254	337	412	500	594	686	778	855
$Nu_q$	26,1	23,6	21,5	20,6	21,1	24,4	21,6	22,8	23,6
$Nu_r$	12,8	19,5	23,5	27,5	22,3	42,1	41,5	47,8	53,4
$\Delta p_q$ (Pa)	533	533	533	533	533	533	666	666	666
$\Delta p_r$ (Pa)	133	400	800	1599	2399	2399	3199	3332	4399

Grandezas	ens.19	ens.20	ens.21	ens.22	ens.23	ens.24	ens.25	ens.26	ens.27
$\dot{V}_q$ (l/h)	300	301	304	304	303	305	303	304	302
$\dot{V}_f$ (l/h)	101	200	299	403	501	602	703	800	898
$T_{qe}$ (K)	339,8	329,7	321,0	318,5	316,5	314,5	313,4	312,7	313,4
$T_{fe}$ (K)	298,3	296,5	295,4	295,5	295,1	293,5	293,5	293,4	293,4
$T_{qs}$ (K)	329,7	316,5	306,5	305,5	303,5	301,6	301,2	299,9	299,3
$T_{fs}$ (K)	325,5	315,1	300,4	304,3	302,0	298,8	298,5	297,3	297,5
LMTD (K)	10,2	11,8	11,2	10	9,6	10,3	9,8	9,3	8,9
$\dot{Q}$ (kW)	3,3	4,61	4,39	4,77	4,78	4,81	4,53	4,93	5,23
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,45	1,76	1,76	2,15	2,24	2,1	2,08	2,44	2,65
NTU	4,39	2,53	1,66	1,56	1,63	1,52	1,51	1,77	1,93
$\varepsilon$	0,97	0,83	0,67	0,62	0,67	0,68	0,67	0,73	0,78
$Re_{qch}$	798	632	535	499	476	459	448	439	436
$Re_{fch}$	139	245	324	424	510	579	675	755	851
$Nu_q$	37	32,4	27,9	31,1	30,3	27	25,5	27,7	31,3
$Nu_f$	13,6	20,1	23	31,4	35,7	35,8	37,7	44,5	54,4
$\Delta p_a$ (Pa)	1066	1066	1066	1200	1200	1200	1333	1466	1466
$\Delta p_r$ (Pa)	133	400	800	1599	2399	2399	3332	3332	4399

Grandezas	ens.28	ens.29	ens.30	ens.31	ens.32	ens.33	ens.34	ens.35	ens.36
$\dot{V}_q$ (l/h)	400	404	401	405	403	403	405	402	401
$\dot{V}_f$ (l/h)	104	203	300	401	503	600	704	801	904
$T_{qe}$ (K)	341,4	333,7	317,6	316,4	314,3	313,8	312,9	311,8	311,5
$T_{fe}$ (K)	299,1	297,5	295,3	294,6	294,8	294,7	294,7	299,4	294,7
$T_{qs}$ (K)	333,4	322,5	308,5	306,2	304,2	303,3	302,3	301,3	301,0
$T_{fs}$ (K)	327,0	318,8	306,5	303,8	302,0	300,6	299,8	298,7	298,4
LMTD (K)	10,4	12,8	9,3	10	9,3	9,5	9	8,8	8,5
$\dot{Q}$ (kW)	3,36	5,14	4,39	5,02	4,99	5,2	5,29	5,23	5,22
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,44	1,81	2,12	2,24	2,42	2,45	2,63	2,68	2,76
NTU	4,23	2,56	1,99	1,56	1,33	1,33	1,42	1,46	1,51
$\varepsilon$	0,97	0,87	0,75	0,64	0,57	0,6	0,64	0,66	0,68
$Re_{qch}$	1121	951	683	662	629	619	609	590	585
$Re_{fch}$	148	266	323	416	511	598	695	777	876
$Nu_q$	42	37,7	37,9	36,2	36,2	34,7	35,8	35,1	35,1
$Nu_f$	12,9	19,1	25,9	30	35,2	38	43,5	46,8	50,9
$\Delta p_a$ (Pa)	1733	1733	1866	1866	1999	1999	2133	2133	2399
$\Delta p_r$ (Pa)	133	400	800	1599	2533	2533	3332	3466	4532

Grandezas	ens.37	ens.38	ens.39	ens.40	ens.41	ens.42	ens.43	ens.44	ens.45
$\dot{V}_q$ (l/h)	498	502	500	501	501	503	502	500	502
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	203	301	402	502	600	701	800	901
$T_{qe}$ (K)	342,1	325,9	319,1	315,1	312,9	311,6	309,3	308,5	308,8
$T_{fe}$ (K)	298,4	298,1	297,1	295,3	294,8	294,7	294,0	293,8	294,2
$T_{qs}$ (K)	335,4	318,5	311,4	306,9	305,0	303,4	301,7	301,1	300,5
$T_{fs}$ (K)	327,4	314,8	308,5	304,3	301,8	301,0	299,1	297,9	298,2
LMTD (K)	10,6	9,8	9,4	9,1	9,2	8,4	8	8,2	7,5
$\dot{Q}$ (kW)	3,38	4,24	4,59	5,01	4,88	5,12	4,79	4,67	5,24
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,44	1,95	2,19	2,46	2,37	2,75	2,7	2,56	3,13
NTU	4,3	2,75	2,05	1,7	1,31	1,26	1,18	1,12	1,36
$\varepsilon$	0,98	0,89	0,77	0,69	0,6	0,58	0,54	0,55	0,52
$Re_{qch}$	1432	1055	900	819	783	760	726	712	712
$Re_{fch}$	145	250	339	422	508	602	681	763	867
$Nu_q$	47,6	45,3	42,9	43,4	38,3	42,5	39,6	35,8	43,1
$Nu_f$	12,4	19,9	25,3	31,2	32,2	40,2	41,8	41,4	53,7
$\Delta p_a$ (Pa)	2399	2399	2533	2666	2799	2799	2932	3066	3466
$\Delta p_r$ (Pa)	133	400	933	1599	2533	2533	3466	3599	4665

## ANEXO B

**Tabela B.1 - Resultados experimentais do permutador de calor de corpo cilíndrico e feixe tubular.**

Condições de funcionamento:      água doce/água doce

Grandezas	ens.1	ens.2	ens.3	ens.4	ens.5	ens.6	ens.7	ens.8	ens.9
$\dot{V}_q$ (l/h)	99	99	99	100	99	99	98	99	100
$\dot{V}_f$ (l/h)	104	199	300	401	499	598	699	793	895
$T_{qe}$ (K)	334,8	333,9	330,8	328,6	328,9	328,8	331,3	334,5	337,7
$T_{fe}$ (K)	291,5	290,6	290,2	289,6	289,4	289,3	288,2	288,2	288,2
$T_{qe}$ (K)	313,2	306,8	302,8	300,6	299,3	298,5	297,5	298,6	297,6
$T_{fe}$ (K)	312,3	303,9	299,2	296,3	295,2	294,3	292,9	292,6	292,3
LMTD (K)	19,6	20,7	19,6	19,1	18,8	18,6	20	22,2	21,2
$\dot{Q}$ (kW)	2,3	2,9	3	3,1	3,2	3,3	3,6	3,9	4
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,4
NTU	1,1	1,3	1,4	1,4	1,6	1,6	1,7	1,6	1,7
$\varepsilon$	0,49	0,62	0,68	0,71	0,75	0,76	0,78	0,77	0,79
$Re_q$	599	555	514	496	484	480	482	511	506
$Re_f$	114	208	303	395	488	581	663	752	847
$\Delta p_a$ (Pa)	133	133	133	133	133	133	133	133	133
$\Delta p_f$ (Pa)	67	133	266	533	666	933	1333	1599	1866

Grandezas	ens.10	ens.11	ens.12	ens.13	ens.14	ens.15	ens.16	ens.17	ens.18
$\dot{V}_q$ (l/h)	199	202	200	200	200	201	200	201	201
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	202	299	398	498	598	697	797	895
$T_{qe}$ (K)	330,7	319,6	323,9	320,8	319,6	319,1	318,1	318,4	317,5
$T_{fe}$ (K)	291,5	288,1	290,1	289,7	289,5	289,6	289,4	290,1	290,1
$T_{qe}$ (K)	318,5	306,6	308,2	305,0	303,6	302,7	301,8	301,9	301,3
$T_{fe}$ (K)	315,6	300,8	300,2	297,4	296,0	295,2	294,2	294,4	293,9
LMTD (K)	18,7	17,8	20,2	18,6	18,1	17,7	17,3	17	16,5
$\dot{Q}$ (kW)	2,6	2,9	3,5	3,5	3,6	3,7	3,6	3,7	3,6
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
NTU	1,3	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	0,9	1	1
$\varepsilon$	0,61	0,4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,56	0,57	0,58
$Re_q$	1.267	1.005	1.061	990	962	953	928	937	922
$Re_f$	115	199	305	397	491	588	679	785	878
$\Delta p_a$ (Pa)	400	400	400	400	400	400	400	400	400
$\Delta p_f$ (Pa)	67	133	267	533	666	933	1333	1599	1866

Grandezas	ens.19	ens.20	ens.21	ens.22	ens.23	ens.24	ens.25	ens.26	ens.27
$\dot{V}_q$ (l/h)	299	302	301	302	299	301	302	302	301
$\dot{V}_f$ (l/h)	103	202	305	398	500	601	699	798	897
$T_{qe}$ (K)	332,6	325,8	313,5	300,3	315,2	314,9	315,2	314,5	311,5
$T_{fe}$ (K)	292,2	291,4	287,9	288,5	289,2	288,9	288,8	288,9	290,1
$T_{qs}$ (K)	323,1	315,2	304,3	295,7	304,2	303,7	303,4	302,7	301,3
$T_{fs}$ (K)	318,6	306,8	296,8	292,0	295,7	294,5	293,9	293,5	293,7
LMTD (K)	20	20,7	16,2	7,6	16,9	17,3	17,6	17,1	14,2
$\dot{Q}$ (kW)	3	3,5	3	1,5	3,6	3,7	4	4	3,4
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
NTU	1,4	0,7	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,7	0,7
$\varepsilon$	0,65	0,44	0,34	0,36	0,41	0,41	0,43	0,45	0,46
Re <sub>q</sub>	2.057	1.766	1.382	1.096	1.397	1.394	1.399	1.378	1.309
Re <sub>f</sub>	121	220	294	371	490	582	674	769	878
$\Delta p_q$ (Pa)	533	533	533	533	533	533	533	533	533
$\Delta p_f$ (Pa)	67	133	267	533	666	933	1333	1599	1866

Grandezas	ens.28	ens.29	ens.30	ens.31	ens.32	ens.33	ens.34	ens.35	ens.36
$\dot{V}_q$ (l/h)	401	392	397	400	395	397	398	396	398
$\dot{V}_f$ (l/h)	105	205	301	404	499	601	691	798	891
$T_{qe}$ (K)	307,1	320,2	317,0	310,5	312,2	312,0	310,5	310,7	310,3
$T_{fe}$ (K)	289,9	289,3	289,0	287,7	288,0	288,2	288,2	288,4	288,3
$T_{qs}$ (K)	303,8	312,3	308,9	303,0	303,7	303,3	302,1	302,2	301,7
$T_{fs}$ (K)	301,3	303,7	299,3	294,7	294,6	293,9	293,1	292,7	292,2
LMTD (K)	8,9	19,2	18,6	15,4	16,5	16,5	15,5	15,8	15,6
$\dot{Q}$ (kW)	1,3	3,3	3,5	3,3	3,7	3,4	3,7	3,7	3,8
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5
NTU	1,3	0,8	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$\varepsilon$	0,66	0,46	0,4	0,29	0,33	0,35	0,36	0,36	0,37
Re <sub>q</sub>	1.719	2.127	2.004	1.763	1.787	1.784	1.737	1.733	1.725
Re <sub>f</sub>	100	211	301	384	478	575	657	759	843
$\Delta p_q$ (Pa)	933	933	933	933	933	933	933	933	933
$\Delta p_f$ (Pa)	67	133	267	533	666	933	1333	1599	1866

Grandezas	ens.37	ens.38	ens.39	ens.40	ens.41	ens.42	ens.43	ens.44	ens.45
$\dot{V}_q$ (l/h)	500	498	495	495	501	499	499	492	495
$\dot{V}_f$ (l/h)	99	202	304	400	502	600	700	801	890
$T_{qe}$ (K)	329,7	322,0	317,9	313,0	308,5	309,0	308,2	308,2	308,4
$T_{fe}$ (K)	291,6	290,4	289,4	289	287,6	287,5	287,4	287,5	287,5
$T_{qs}$ (K)	323,8	315,3	310,8	306,2	302,2	302,4	301,7	301,4	301,3
$T_{fs}$ (K)	318,5	305,8	300,3	297,0	293,7	292,8	292,0	291,7	291,5
LMTD (K)	19,2	20	19,3	16,5	14,6	15,5	15,2	15,2	15,3
$\dot{Q}$ (kW)	2,9	3,4	3,7	3,6	3,4	3,5	3,5	3,6	3,8
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5
NTU	1,5	0,8	0,6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
$\varepsilon$	0,7	0,48	0,37	0,32	0,28	0,29	0,29	0,31	0,32
Re <sub>q</sub>	3.399	2.857	2.586	2.330	2.149	2.157	2.122	2.085	2.100
Re <sub>f</sub>	115	215	309	394	474	563	653	747	830
$\Delta p_q$ (Pa)	1333	1333	1333	1.333	1333	1333	1333	1333	1333
$\Delta p_f$ (Pa)	67	133	267	533	666	933	1333	1599	1866

## ANEXO C

**Tabela C.1 – Incerteza experimental do permutador de calor de placas.**  
Condições de funcionamento:      água doce/água doce

Grandezas	Ensaio 3				Ensaio 9				Ensaio 15			
	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	1,20	1,2	---	102	1,22	1,2	---	203	1,22	0,6	---
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	1,21	0,4	---	900	0,90	0,1	---	599	1,20	0,2	---
$T_{qe}$ (°C)	61,1	0,15	0,2	---	61,1	0,15	0,2	---	47,2	0,15	0,3	---
$T_{fe}$ (°C)	22,6	0,16	0,7	---	21,7	0,16	0,8	---	21,8	0,16	0,8	---
$T_{qs}$ (°C)	30,0	0,16	0,5	---	27,3	0,16	0,6	---	28,1	0,16	0,6	---
$T_{fs}$ (°C)	31,1	0,16	0,5	---	23,9	0,16	0,8	---	27,3	0,16	0,6	---
LMTD (°C)	12,1	0,21	1,8	$\Delta T_{min}$	11,7	0,25	2,1	$\Delta T_{min}$	9,8	0,2	2,1	$\Delta T_{min}$
$\dot{Q}$ (kW)	3,54	0,04	1,2	$\dot{V}_q$	3,94	0,05	1,1	$\dot{V}_q$	4,64	0,05	1,1	$\dot{V}_q$
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,31	0,03	2,2	LMTD	1,52	0,04	2,5	LMTD	2,12	0,05	2,4	LMTD
NTU	3,05	3,05	100	$C_{min}$	3,45	3,45	100	$C_{min}$	2,33	2,33	100	$C_{min}$
$\varepsilon$	0,9	0,23	25,2	NTU	0,96	0,13	14,0	NTU	0,83	0,28	33,7	NTU
$Re_{qch}$	176	14,3	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	173	14,1	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	316	25,5	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$Re_{fch}$	314	25,3	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	852	68,6	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	594	47,9	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$\Delta p_a$ (Pa)	133	0,1	0,08	---	267	0,1	0,04	---	533	0,1	0,02	---
$f_a$	1,08	0,14	12,9	$A_{ch}$	2,14	0,28	12,9	$A_{ch}$	0,96	0,12	12,8	$A_{ch}$
$\Delta p_f$ (Pa)	800	0,1	0,01	---	4.399	0,1	0	---	2.399	0,1	0	---
$f_f$	1,00	0,13	12,7	$A_{ch}$	0,54	0,07	12,7	$A_{ch}$	0,70	0,09	12,7	$A_{ch}$

Grandezas	Ensaio 18				Ensaio 20				Ensaio 22			
	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.
$\dot{V}_q$ (l/h)	203	1,22	0,6	---	301	1,20	0,4	---	304	1,22	0,4	---
$\dot{V}_f$ (l/h)	901	0,90	0,1	---	200	1,20	0,6	---	403	1,21	0,3	---
$T_{qe}$ (°C)	45,0	0,15	0,3	---	56,7	0,15	0,3	---	45,5	0,15	0,3	---
$T_{fe}$ (°C)	20,7	0,16	0,8	---	23,5	0,16	0,7	---	22,5	0,16	0,7	---
$T_{qs}$ (°C)	26,0	0,16	0,6	---	43,5	0,16	0,4	---	32,5	0,16	0,5	---
$T_{fs}$ (°C)	24,5	0,16	0,6	---	42,1	0,16	0,4	---	31,3	0,16	0,5	---
LMTD (°C)	9,3	0,21	2,3	$\Delta T_{min}$	11,8	0,25	2,1	$\Delta T_{min}$	10,0	0,18	1,8	$\Delta T_{min}$
$\dot{Q}$ (kW)	4,64	0,05	1,1	$T_{qs}$	4,61	0,07	1,5	$T_{qs}$ $T_{qe}$	4,77	0,07	1,4	$T_{qs}$ $T_{qe}$
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,23	0,6	2,5	LMTD	1,76	0,04	2,5	LMTD	2,15	0,05	2,4	LMTD
NTU	2,45	2,45	100	$C_{min}$	2,53	2,51	100	$C_{min}$	1,56	1,56	100	$C_{min}$
$\varepsilon$	0,87	0,25	28,6	NTU	0,83	0,28	33,7	NTU	0,62	0,35	56,7	NTU
$Re_{qch}$	301	24,3	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	632	51,0	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	499	40,2	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$Re_{fch}$	855	68,9	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	245	19,7	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	424	34,1	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$\Delta p_a$ (Pa)	666	0,1	0,02	---	1.066	0,1	0,01	---	1.200	0,1	0,01	---
$f_a$	1,22	0,16	12,8	$A_{ch}$	0,86	0,11	12,7	$A_{ch}$	0,95	0,12	12,7	$A_{ch}$
$\Delta p_f$ (Pa)	4.399	0,1	0	---	400	0,1	0,03	---	1.599	0,1	0,01	---
$f_f$	0,54	0,07	12,7	$A_{ch}$	1,21	0,15	12,8	$A_{ch}$	1,12	0,14	12,7	$A_{ch}$

Grandezas	Ensaio 26				Ensaio 27				Ensaio 30			
	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	1,22	0,4	---	302	1,21	0,4	---	401	1,20	0,3	---
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	0,80	0,1	---	898	0,90	0,1	---	300	1,20	0,4	---
$T_{qe}$ (°C)	39,7	0,15	0,4	---	40,4	0,15	0,4	---	44,6	0,15	0,3	---
$T_{fe}$ (°C)	20,4	0,16	0,8	---	20,4	0,16	0,8	---	22,3	0,16	0,7	---
$T_{qs}$ (°C)	26,5	0,16	0,6	---	26,3	0,16	0,6	---	35,5	0,16	0,4	---
$T_{fs}$ (°C)	24,1	0,16	0,7	---	24,5	0,16	0,6	---	33,5	0,16	0,5	---
LMTD (°C)	9,1	0,19	2,1	$\Delta T_{min}$	8,9	0,19	2,2	$\Delta T_{min}$	9,3	0,21	2,3	$\Delta T_{min}$
$\dot{Q}$ (kW)	4,93	0,07	1,4	$T_{qs}$ $T_{qe}$	5,23	0,07	1,3	$T_{qs}$ $T_{qe}$	4,39	0,09	2,0	$T_{qs}$ $T_{qe}$
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,44	0,06	2,6	LMTD	2,65	0,07	2,6	LMTD	2,12	0,05	2,4	LMTD
NTU	1,77	1,77	100	$C_{min}$	1,93	1,93	100	$C_{min}$	1,99	1,99	100	$C_{min}$
$\epsilon$	0,75	0,32	42,8	NTU	0,78	0,31	39,3	NTU	0,76	0,32	42,8	NTU
$Re_{qch}$	437	35,2	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	436	35,1	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	683	55,0	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$Re_{fch}$	752	60,6	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	851	68,5	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	323	26,0	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$\Delta p_a$ (Pa)	1.466	0,1	0,01	---	1.466	0,1	0,01	---	1.866	0,1	0,01	---
$f_q$	1,17	0,15	12,7	$A_{ch}$	1,19	0,15	12,7	$A_{ch}$	0,83	0,11	12,7	$A_{ch}$
$\Delta p_f$ (Pa)	3.332	0,1	0	---	4.399	0,1	0	---	800	0,1	0,01	---
$f_f$	0,51	0,07	12,7	$A_{ch}$	0,54	0,07	12,7	$A_{ch}$	1,02	0,13	12,7	$A_{ch}$

Grandezas	Ensaio32				Ensaio 39				Ensaio 41			
	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.	Exp.	I.A.	I.R.(%)	C.R.
$\dot{V}_q$ (l/h)	403	1,21	0,3	---	500	1,00	0,2	---	501	1,00	0,2	---
$\dot{V}_f$ (l/h)	503	1,00	0,2	---	301	1,20	0,4	---	502	1,00	0,2	---
$T_{qe}$ (°C)	41,3	0,22	0,2	---	46,1	0,15	0,3	---	39,9	0,15	0,4	---
$T_{fe}$ (°C)	21,8	0,15	0,4	---	24,1	0,16	0,7	---	21,8	0,16	0,8	---
$T_{qs}$ (°C)	31,2	0,16	0,8	---	38,4	0,16	0,4	---	32,0	0,16	0,5	---
$T_{fs}$ (°C)	29,0	0,16	0,5	---	35,5	0,16	0,4	---	28,8	0,16	0,5	---
LMTD (°C)	9,3	0,18	2,0	$\Delta T_{min}$ $\Delta T_{max}$	9,4	0,12	1,3	$\Delta T_{min}$ $\Delta T_{max}$	9,2	0,18	2,0	$\Delta T_{min}$ $\Delta T_{max}$
$\dot{Q}$ (kW)	4,99	0,09	1,8	$T_{qs}$ $T_{qe}$	4,59	0,11	2,4	$T_{qs}$ $T_{qe}$	4,88	0,11	2,3	$T_{qs}$ $T_{qe}$
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,42	0,07	2,7	LMTD	2,19	0,05	2,3	LMTD	2,37	0,07	3,1	LMTD
NTU	1,33	1,33	100	$C_{min}$	2,05	2,05	100	$C_{min}$	1,31	1,31	100	$C_{min}$
$\epsilon$	0,57	0,34	58,7	NTU $r$	0,79	0,31	39,3	NTU $r$	0,6	0,33	55,0	NTU $r$
$Re_{qch}$	629	50,7	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	900	72,5	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	783	63,0	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$Re_{fch}$	511	41,1	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	339	27,3	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$	508	40,9	8,1	$d_{hch}$ $A_{ch}$
$\Delta p_a$ (Pa)	1.999	0,10	0,01	---	2.533	0,10	0	---	2.799	0,10	0	---
$f_q$	0,88	0,11	12,7	$A_{ch}$	0,71	0,09	12,7	$A_{ch}$	0,79	0,10	12,7	$A_{ch}$
$\Delta p_f$ (Pa)	2.533	0,10	0	---	933	0,10	0,01	---	2.533	0,10	0	---
$f_f$	1,12	0,14	12,7	$A_{ch}$	1,2	0,15	12,7	$A_{ch}$	1,13	0,14	12,7	$A_{ch}$

I.A. – Incerteza absoluta

I.R. – Incerteza relativa

C.R. – Contribuições relativas mais relevantes.



## ANEXO D

**Tabela D.1 - Resultados obtidos através do modelo S do permutador de calor de placas.**

Condições de funcionamento:      água doce/água doce

Grandezas	ens.1	ens.2	ens.3	ens.4	ens.5	ens.6	ens.7	ens.8	ens.9
$\dot{V}_q$ (l/h)	101	104	100	102	103	100	100	103	102
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	197	302	404	500	604	698	799	900
$T_{ge}$ (K)	339,8	340,3	334,1	333,2	332,6	333,2	331,1	332,9	334,1
$T_{fe}$ (K)	298,5	297,5	295,6	294,9	295,4	295,5	294,6	294,5	294,7
$T_{gs}$ (K)	316,2	307,8	302,2	300,7	300,6	300,4	299,1	299,2	299,4
$T_{fs}$ (K)	323,2	314,0	304,9	301,7	300,6	299,5	297,7	297,4	297,2
LMTD (K)	10,5	12,2	10,9	10,7	10,2	9,9	9,5	10,0	10,0
$\dot{Q}$ (kW)	2,76	3,87	3,63	3,78	3,75	3,73	3,63	3,95	4,02
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,18	1,43	1,49	1,59	1,66	1,69	1,71	1,78	1,81
NTU	3,54	3,18	3,47	3,61	3,73	3,92	3,97	4,00	4,11
$\epsilon$	0,85	0,85	0,92	0,94	0,95	0,97	0,97	0,97	0,98
$Re_{qch}$	218	205	174	173	174	169	163	171	172
$Re_{fch}$	132	236	317	406	499	596	668	762	859
$Nu_q$	18,0	17,8	16,6	16,7	16,8	16,5	16,3	16,7	16,7
$Nu_f$	14,6	22,4	28,7	34,4	39,6	44,8	48,9	53,4	57,8
$\Delta p_q$ (Pa)	141	153	145	151	155	146	147	155	152
$\Delta p_f$ (Pa)	92	352	824	1.444	2.164	3.092	4.077	5.249	6.554

Grandezas	ens.10	ens.11	ens.12	ens.13	ens.14	ens.15	ens.16	ens.17	ens.18
$\dot{V}_q$ (l/h)	201	200	203	200	202	203	203	202	203
$\dot{V}_f$ (l/h)	101	202	304	401	500	599	701	800	901
$T_{ge}$ (K)	340,1	336,7	328,4	322,1	321,4	320,2	318,8	318,7	318,0
$T_{fe}$ (K)	298,6	297,1	296,2	294,9	294,4	294,8	294,5	294,5	293,7
$T_{gs}$ (K)	327,9	315,4	307,5	302,7	301,2	300,6	299,5	299,2	298,1
$T_{fs}$ (K)	326,9	318,7	309,6	303,6	301,4	300,3	298,8	298,1	296,8
LMTD (K)	9,6	12,5	11,4	10,1	10,0	9,4	9,0	8,9	8,9
$\dot{Q}$ (kW)	3,11	5,12	5,05	4,61	4,84	4,73	4,64	4,67	4,77
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,45	1,83	1,99	2,06	2,16	2,25	2,31	2,36	2,40
NTU	4,39	2,61	2,19	2,30	2,39	2,47	2,54	2,61	2,64
$\epsilon$	0,96	0,78	0,72	0,79	0,82	0,85	0,86	0,88	0,89
$Re_{qch}$	511	432	370	324	319	315	307	304	299
$Re_{fch}$	140	259	344	415	502	595	682	772	850
$Nu_q$	30,3	28,6	27,4	26,3	26,2	26,2	26,0	25,8	25,8
$Nu_f$	14,7	23,3	29,6	34,6	39,8	44,7	49,3	53,7	57,8
$\Delta p_q$ (Pa)	514	529	562	559	573	580	583	578	586
$\Delta p_f$ (Pa)	89	363	821	1.415	2.158	3.037	4.093	5.247	6.576



Grandezas	ens.19	ens.20	ens.21	ens.22	ens.23	ens.24	ens.25	ens.26	ens.27
$\dot{V}_q$ (l/h)	300	301	304	304	303	305	303	304	302
$\dot{V}_f$ (l/h)	101	200	299	403	501	602	703	800	898
$T_{qe}$ (K)	339,8	329,7	321,0	318,5	316,5	314,5	313,4	312,7	313,4
$T_{fe}$ (K)	298,3	296,5	295,4	295,5	295,1	293,5	293,5	293,4	293,4
$T_{qs}$ (K)	332,0	317,0	308,2	305,1	302,9	300,4	299,4	298,7	298,6
$T_{fs}$ (K)	327,2	316,7	308,2	304,9	302,4	299,5	298,3	297,4	297,1
LMTD (K)	9,1	10,6	9,7	9,3	9,0	9,0	8,6	8,4	8,6
$\dot{Q}$ (kW)	3,17	4,76	4,77	4,95	4,99	5,19	5,10	5,10	5,37
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,57	2,01	2,21	2,38	2,50	2,59	2,67	2,74	2,80
NTU	4,76	2,88	2,07	1,73	1,82	1,87	1,94	1,99	2,05
$\varepsilon$	0,98	0,86	0,73	0,64	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80
$Re_{qch}$	800	629	527	496	472	453	400	435	434
$Re_{feh}$	140	248	329	427	513	586	674	759	849
$Nu_q$	40,4	37,5	35,7	35,0	34,4	34,1	33,7	33,6	33,5
$Nu_f$	14,7	22,9	29,0	35,0	40,1	44,6	49,3	53,5	57,7
$\Delta p_q$ (Pa)	1.083	1.147	1.212	1.227	1.230	1.258	1.247	1.259	1.243
$\Delta p_f$ (Pa)	89	359	799	1.421	2.158	3.075	4.123	5.261	6.529

Grandezas	ens.28	ens.29	ens.30	ens.31	ens.32	ens.33	ens.34	ens.35	ens.36
$\dot{V}_q$ (l/h)	400	404	401	405	403	403	405	402	401
$\dot{V}_f$ (l/h)	104	203	300	401	503	600	704	801	904
$T_{qe}$ (K)	341,4	333,7	317,6	316,4	314,3	313,8	312,9	311,8	311,5
$T_{fe}$ (K)	299,1	297,5	295,3	294,6	294,8	294,7	294,7	294,4	294,7
$T_{qs}$ (K)	335,6	323,1	308,6	305,9	303,7	302,6	301,6	300,5	300,2
$T_{fs}$ (K)	328,8	320,7	307,3	304,7	302,5	301,3	300,1	298,9	298,5
LMTD (K)	8,9	11,1	8,6	9,1	8,6	8,6	8,4	8,1	7,9
$\dot{Q}$ (kW)	3,35	5,50	4,54	5,26	5,25	5,51	5,56	5,51	5,49
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,69	2,22	2,36	2,58	2,74	2,87	2,98	3,05	3,14
NTU	4,96	3,15	2,21	1,79	1,50	1,56	1,61	1,66	1,72
$\varepsilon$	0,99	0,91	0,78	0,69	0,60	0,64	0,67	0,70	0,72
$Re_{qch}$	1121	943	680	658	625	614	604	586	581
$Re_{feh}$	149	270	326	421	514	604	699	782	880
$Nu_q$	49,8	47,2	42,7	42,4	41,7	41,5	41,4	40,9	40,7
$Nu_f$	15,2	23,7	28,9	34,8	40,2	45	49,8	54,0	58,5
$\Delta p_q$ (Pa)	1.835	1.945	2.039	2.097	2.096	2.104	2.131	2.112	2.104
$\Delta p_f$ (Pa)	94	364	807	1.410	2.174	3.036	4.107	5.244	6.575

Grandezas	ens.37	ens.38	ens.39	ens.40	ens.41	ens.42	ens.43	ens.44	ens.45
$\dot{V}_q$ (l/h)	498	502	500	501	501	503	502	500	502
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	203	301	402	502	600	701	800	901
$T_{qe}$ (K)	342,1	325,9	319,1	315,1	312,9	311,6	309,3	308,5	308,8
$T_{fe}$ (K)	298,4	298,1	297,1	295,3	294,8	294,7	294,0	293,8	294,2
$T_{qs}$ (K)	337,7	319,4	311,7	306,9	304,4	302,9	300,8	299,9	299,9
$T_{fs}$ (K)	329,2	316,2	309,7	305,1	302,6	301,1	299,0	298,0	298,0
LMTD (K)	8,8	8,7	8,4	8,4	8,2	7,9	7,5	7,3	7,3
$\dot{Q}$ (kW)	3,40	4,34	4,72	5,14	5,31	5,41	5,24	5,28	5,46
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,73	2,25	2,54	2,74	2,91	3,06	3,15	3,25	3,36
NTU	5,18	3,18	2,37	1,90	1,60	1,40	1,37	1,42	1,46
$\varepsilon$	0,99	0,92	0,83	0,73	0,66	0,59	0,60	0,62	0,65
$Re_{qch}$	1431	1053	898	817	775	755	719	703	708
$Re_{feh}$	146	252	343	427	514	603	682	768	867
$Nu_q$	58,1	53,0	50,4	49,1	48,3	48,0	47,3	46,9	47,1
$Nu_f$	15,0	23,1	29,4	35,0	40,2	45,0	49,4	53,7	58,2
$\Delta p_q$ (Pa)	2.743	2.970	3.039	3.108	3.140	3.181	3.197	3.185	3.207
$\Delta p_f$ (Pa)	90	370	805	1414	2165	3037	4091	5249	6548

## ANEXO E

**Tabela E.1 - Resultados obtidos através do modelo Sm do permutador de calor de placas.**

Condições de funcionamento:            água doce/água doce

Grandezas	ens.1	ens.2	ens.3	ens.4	ens.5	ens.6	ens.7	ens.8	ens.9
$\dot{V}_q$ (l/h)	101	104	100	102	103	100	100	103	102
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	197	302	404	500	604	698	799	900
$T_{qe}$ (K)	339,8	340,3	334,1	333,2	332,6	333,2	331,1	332,9	334,1
$T_{fe}$ (K)	298,5	297,5	295,6	294,9	295,4	295,5	294,6	294,5	294,7
$T_{qs}$ (K)	317,1	309,0	303,1	301,4	301,3	300,9	299,6	299,7	299,9
$T_{fs}$ (K)	322,3	313,4	304,6	301,5	300,5	299,4	297,6	297,3	297,1
LMTD (K)	11,8	13,5	12,1	11,9	11,4	11,1	10,7	11,1	11,2
$\dot{Q}$ (kW)	2,66	3,73	3,53	3,69	3,68	3,66	3,58	3,89	3,96
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,01	1,24	1,31	1,39	1,46	1,49	1,51	1,57	1,59
NTU	3,04	2,76	3,03	3,16	3,27	3,45	3,49	3,53	3,62
$\epsilon$	0,81	0,82	0,90	0,92	0,93	0,95	0,95	0,96	0,96
$Re_{qch}$	221	208	176	175	175	170	164	172	173
$Re_{fch}$	132	233	316	405	498	595	668	762	858
$Nu_q$	15,7	15,6	14,6	14,7	14,8	14,5	14,3	14,7	14,7
$Nu_f$	12,3	18,8	24,2	29,0	33,3	37,7	41,2	45,0	48,6
$\Delta p_q$ (Pa)	177	197	198	208	212	202	206	214	210
$\Delta p_f$ (Pa)	108	469	1254	2301	3557	5312	7257	9334	11871

Grandezas	ens.10	ens.11	ens.12	ens.13	ens.14	ens.15	ens.16	ens.17	ens.18
$\dot{V}_q$ (l/h)	201	200	203	200	202	203	203	202	203
$\dot{V}_f$ (l/h)	101	202	304	401	500	599	701	800	901
$T_{qe}$ (K)	340,1	336,7	328,4	322,1	321,4	320,2	318,8	318,7	318,0
$T_{fe}$ (K)	298,6	297,1	296,2	294,9	294,4	294,8	294,5	294,5	293,7
$T_{qs}$ (K)	328,2	316,5	308,6	303,7	302,1	301,4	300,3	299,9	298,9
$T_{fs}$ (K)	326,3	317,6	308,9	303,1	301,0	300,0	298,6	297,9	296,6
LMTD (K)	11,1	14,0	12,6	11,0	11,0	10,4	9,9	9,8	9,8
$\dot{Q}$ (kW)	3,04	4,88	4,80	4,39	4,63	4,53	4,45	4,50	4,60
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,23	1,57	1,72	1,78	1,88	1,96	2,01	2,06	2,10
NTU	3,74	2,23	1,89	2,00	2,08	2,15	2,21	2,28	2,31
$\epsilon$	0,94	0,74	0,69	0,75	0,79	0,81	0,83	0,85	0,86
$Re_{qch}$	512	437	375	328	323	318	310	306	302
$Re_{fch}$	138	255	340	412	499	592	680	770	848
$Nu_q$	26,0	24,8	23,9	22,9	22,9	22,8	22,6	22,5	22,5
$Nu_f$	12,4	19,5	24,8	29,1	33,4	37,5	41,4	45,1	48,5
$\Delta p_q$ (Pa)	489	532	596	619	638	649	658	655	667
$\Delta p_f$ (Pa)	70	344	873	1652	2620	3813	5317	6992	8966

Grandezas	ens.19	ens.20	ens.21	ens.22	ens.23	ens.24	ens.25	ens.26	ens.27
$\dot{V}_q$ (l/h)	300	301	304	304	303	305	303	304	302
$\dot{V}_f$ (l/h)	101	200	299	403	501	602	703	800	898
$T_{qe}$ (K)	339,8	329,7	321,0	318,5	316,5	314,5	313,4	312,7	313,4
$T_{fe}$ (K)	298,3	296,5	295,4	295,5	295,1	293,5	293,5	293,4	293,4
$T_{qs}$ (K)	332,1	317,6	308,9	305,9	303,7	301,2	300,2	299,5	299,4
$T_{fs}$ (K)	326,7	315,7	307,4	304,3	301,9	299,1	298,0	297,1	296,8
LMTD (K)	10,5	12,0	10,7	10,2	9,8	9,8	9,4	9,1	9,4
$\dot{Q}$ (kW)	3,12	4,55	4,51	4,67	4,71	4,90	4,83	4,84	5,10
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,33	1,71	1,89	2,05	2,16	2,24	2,31	2,38	2,44
NTU	4,04	2,45	1,78	1,49	1,57	1,62	1,68	1,73	1,78
$\epsilon$	0,96	0,83	0,69	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,76
$Re_{qch}$	802	634	532	501	477	457	444	439	438
$Re_{fch}$	139	244	325	423	509	583	671	756	845
$Nu_q$	34,4	32,2	30,8	30,2	29,8	29,5	29,2	29,1	29,0
$Nu_f$	12,4	19,2	24,3	29,4	33,6	37,5	41,3	44,9	48,4
$\Delta p_q$ (Pa)	891	1022	1142	1180	1202	1247	1249	1265	1251
$\Delta p_f$ (Pa)	57	281	711	1356	2170	3226	4484	5862	7424

Grandezas	ens.28	ens.29	ens.30	ens.31	ens.32	ens.33	ens.34	ens.35	ens.36
$\dot{V}_q$ (l/h)	400	404	401	405	403	403	405	402	401
$\dot{V}_f$ (l/h)	104	203	300	401	503	600	704	801	904
$T_{qe}$ (K)	341,4	333,7	317,6	316,4	314,3	313,8	312,9	311,8	311,5
$T_{fe}$ (K)	2991	297,5	295,3	294,6	294,8	294,7	294,7	294,4	294,7
$T_{qs}$ (K)	335,7	323,6	309,1	306,5	304,4	303,3	302,4	301,2	300,9
$T_{fs}$ (K)	328,4	319,8	306,6	304,0	301,9	300,8	299,7	298,6	298,2
LMTD (K)	10,4	12,6	9,5	10,0	9,4	9,4	9,1	8,8	8,5
$\dot{Q}$ (kW)	3,31	5,29	4,30	4,95	4,93	5,17	5,23	5,18	5,17
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,43	1,88	2,02	2,22	2,36	2,47	2,58	2,64	2,72
NTU	4,20	2,67	1,89	1,54	1,30	1,35	1,40	1,44	1,49
$\epsilon$	0,97	0,87	0,74	0,65	0,57	0,60	0,63	0,66	0,68
$Re_{qch}$	1122	948	685	663	630	619	610	591	585
$Re_{fch}$	148	266	322	417	510	600	695	778	876
$Nu_q$	42,2	40,4	36,7	36,5	35,9	35,7	35,6	35,2	35,1
$Nu_f$	12,8	19,7	24,3	29,2	33,7	37,7	41,8	45,3	49,0
$\Delta p_q$ (Pa)	1360	1526	1770	1842	1871	1890	1925	1926	1925
$\Delta p_f$ (Pa)	52	241	634	1175	1915	2770	3862	5093	6524

Grandezas	ens.37	ens.38	ens.39	ens.40	ens.41	ens.42	ens.43	ens.44	ens.45
$\dot{V}_q$ (l/h)	498	502	500	501	501	503	502	500	502
$\dot{V}_f$ (l/h)	102	203	301	402	502	600	701	800	901
$T_{qe}$ (K)	342,1	325,9	319,1	315,1	312,9	311,6	309,3	308,5	308,8
$T_{fe}$ (K)	298,4	298,1	297,1	295,3	294,8	294,7	294,0	293,8	294,2
$T_{qs}$ (K)	337,7	319,7	312,2	307,4	304,9	303,5	301,4	300,5	300,5
$T_{fs}$ (K)	328,9	315,5	309,0	304,5	302,0	300,6	298,6	297,7	297,7
LMTD (K)	10,3	9,8	9,3	9,2	8,9	8,6	8,1	7,9	7,9
$\dot{Q}$ (kW)	3,37	4,18	4,48	4,84	4,98	5,07	4,90	4,94	5,11
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,46	1,91	2,17	2,35	2,50	2,63	2,72	2,81	2,91
NTU	4,39	2,70	2,02	1,63	1,38	1,21	1,18	1,23	1,27
$\epsilon$	0,98	0,89	0,78	0,69	0,61	0,55	0,56	0,58	0,61
$Re_{qch}$	1432	1056	902	822	781	761	724	708	713
$Re_{fch}$	145	250	340	423	510	599	678	763	863
$Nu_q$	49,1	45,1	43,1	42,0	41,4	41,2	40,6	40,3	40,4
$Nu_f$	12,6	19,4	24,7	29,3	33,7	37,7	41,4	45,0	48,7
$\Delta p_q$ (Pa)	1889	2250	2418	2548	2617	2674	2728	2737	2751
$\Delta p_f$ (Pa)	45	229	562	1068	1725	2512	3524	4657	5906

## ANEXO F

**Tabela F.1 - Sensibilidade do modelo Sm do permutador de calor de placas.**  
Condições de funcionamento:      água doce/água doce

Grandezas	Ensaio 27 (modelo Sm)									
	modelo	$T_{fem} + 10\%$		$T_{fem} + 5\%$		$T_{fem} - 5\%$		$T_{fem} - 10\%$		
$\dot{V}_{qm}$ (l/h)	302	302	0%	302	0%	302	0%	302	0%	
$\dot{V}_{fm}$ (l/h)	898	898	0%	898	0%	898	0%	898	0%	
$T_{gem}$ (°C)	40,4	40,4	0%	40,4	0%	40,4	0%	40,4	0%	
$T_{fem}$ (°C)	20,4	22,4	9,8%	21,4	4,9%	19,4	-4,9%	18,4	-9,8%	
$T_{qs}$ (°C)	26,4	27,8	5,3%	27,1	2,7%	25,7	-2,7%	25,0	-5,3%	
$T_{fs}$ (°C)	23,8	25,5	7,1%	24,7	3,8%	22,9	-3,8%	22,1	-7,1%	
LMTD (°C)	9,4	8,4	-10,6%	8,9	-5,3%	9,9	5,3%	10,4	10,6%	
$\dot{Q}$ (kW)	5,10	4,61	-9,6%	4,86	-4,7%	5,35	4,9%	5,59	9,6%	
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,44	2,46	0,8%	2,45	0,4%	2,43	-0,4%	2,42	-0,8%	
NTU	1,78	1,80	1,1%	1,79	0,6%	1,77	-0,6%	1,77	-0,6%	
$\epsilon$	0,76	0,76	0%	0,76	0%	0,76	0%	0,76	0%	
$Re_{gch}$	438	445	1,6%	442	0,9%	434	-0,9%	431	-1,6%	
$Re_{fch}$	845	878	3,9%	862	2,0%	830	-1,8%	814	-3,7%	
$Nu_g$	29,0	29,2	0,7%	29,1	0,3%	29,0	0%	28,9	-0,3%	
$Nu_f$	48,4	48,9	1,0%	48,6	0,4%	48,1	-0,6%	47,9	-1,0%	
$\Delta p_a$ (Pa)	1251	1236	-1,2%	1244	-0,6%	1258	0,6%	1265	1,1%	
$f_{gch}$	1,00	0,99	-1,0%	0,99	-1,0%	1,00	0%	1,01	1,0%	
$\Delta p_f$ (Pa)	7424	7340	-1,1%	7382	-0,6%	7465	0,6%	7507	1,1%	
$f_{fch}$	1,00	0,99	-1,0%	0,99	-1,0%	1,00	0%	1,01	1,0%	

Grandezas	Ensaio 27 (modelo Sm)									
	modelo	$\mu + 20\%$		$\mu + 10\%$		$\mu - 10\%$		$\mu - 20\%$		
$\dot{V}_{qm}$ (l/h)	302	302	0%	302	0%	302	0%	302	0%	
$\dot{V}_{fm}$ (l/h)	898	898	0%	898	0%	898	0%	898	0%	
$T_{gem}$ (°C)	40,4	40,4	0%	40,4	0%	40,4	0%	40,4	0%	
$T_{fem}$ (°C)	20,4	20,4	0%	20,4	0%	20,4	0%	20,4	0%	
$T_{qs}$ (°C)	26,4	26,5	0,4%	26,4	0%	26,3	-0,4%	26,2	-0,8%	
$T_{fs}$ (°C)	23,8	23,8	0%	23,8	0%	23,8	0%	23,9	0,4%	
LMTD (°C)	9,4	9,5	1,1%	9,4	0%	9,3	-1,1%	9,2	-2,1%	
$\dot{Q}$ (kW)	5,10	5,06	-0,8%	5,08	-0,4%	5,13	0,6%	5,15	1,0%	
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,44	2,39	-2,0%	2,42	-0,8%	2,47	1,2%	2,50	2,5%	
NTU	1,78	1,75	-1,7%	1,76	-1,1%	1,80	1,1%	1,82	2,2%	
$\epsilon$	0,76	0,75	-1,3%	0,75	-1,3%	0,76	0%	0,77	1,3%	
$Re_{gch}$	438	438	0%	438	0%	438	0%	437	-0,2%	
$Re_{fch}$	845	704	-16,7%	768	-9,1%	940	11,2%	1057	25,1%	
$Nu_g$	29,0	29,1	0,3%	29,0	0%	29,0	0%	29,0	0%	
$Nu_f$	48,4	45,6	-5,8%	46,9	-3,1%	50,1	3,5%	52,0	7,4%	
$\Delta p_a$ (Pa)	1251	1250	-0,1%	1250	-0,1%	1251	0%	1252	0%	
$f_{gch}$	1,00	1,00	0%	1,00	0%	1,00	0%	1,00	0%	
$\Delta p_f$ (Pa)	7424	7421	0%	7422	0%	7425	0%	7427	0%	
$f_{fch}$	1,00	1,00	0%	1,00	0%	1,00	0%	1,00	0%	



## ANEXO G

### Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas

Condições de funcionamento:      água doce/água doce (ad/ad)

**Tabela G.1 - Permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas.**

Grandezas	ens.3	ens.9	ens.15	ens.18	ens.20	ens.22
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	102	203	203	301	304
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	900	599	901	200	403
$T_{qe}$ (K)	334,1	334,1	320,2	318,0	329,7	318,5
$T_{fe}$ (K)	295,6	294,7	294,8	293,7	296,5	295,5
$T_{qs}$ (K)	306,6	301,2	304,7	301,5	319,1	307,2
$T_{fs}$ (K)	306,7	297,5	301,3	297,9	315,9	304,0
$\dot{Q}$ (kW)	4,74	5,76	5,46	5,58	5,52	5,46
$Re_{qch}$	113	116	230	230	341	345
$Re_{fch}$	274	817	544	818	182	366
$Nu_q$	13,67	12,41	20,63	20,42	33,98	33,87
$Nu_f$	28,58	52,55	47,67	59,96	17,24	30,09
$\Delta p_q$ (Pa)	190	212	442	446	719	746
$\Delta p_f$ (Pa)	546	3641	1395	2748	308	798

Grandezas	ens.26	ens.27	ens.30	ens.32	ens.39	ens.41
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	302	401	403	500	501
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	898	300	503	301	502
$T_{qe}$ (K)	312,7	313,4	317,6	314,3	319,1	311,6
$T_{fe}$ (K)	293,4	293,4	295,3	294,8	297,1	294,7
$T_{qs}$ (K)	301,8	301,0	310,3	305,3	312,9	305,9
$T_{fs}$ (K)	298,6	297,1	307,5	301,1	309,6	302,0
$\dot{Q}$ (kW)	5,70	6,06	5,10	5,76	5,34	5,40
$Re_{qch}$	345	343	455	457	567	568
$Re_{fch}$	726	815	272	457	273	456
$Nu_q$	29,60	30,82	41,87	42,56	49,90	44,39
$Nu_f$	56,82	52,78	24,61	33,40	23,76	36,74
$\Delta p_q$ (Pa)	765	729	1096	1076	1501	1538
$\Delta p_f$ (Pa)	2088	3667	536	1246	539	1221

**Tabela G.2 - Permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas.**

Grandezas	ens.3	ens.9	ens.15	ens.18	ens.20	ens.22
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	102	203	203	301	304
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	900	599	901	200	403
$T_{qe}$ (K)	334,1	334,1	320,2	318,0	329,7	318,5
$T_{fe}$ (K)	295,6	294,7	294,8	293,7	296,5	295,5
$T_{qs}$ (K)	312,8	309,6	310,2	305,9	321,7	311,0
$T_{fs}$ (K)	304,4	298,8	299,3	297,1	310,5	301,9
$\dot{Q}$ (kW)	3,78	4,56	3,54	3,72	3,90	3,30
$Re_{qch}$	132	135	269	269	398	402
$Re_{fch}$	320	952	634	953	212	426
$Nu_q$	12,12	10,72	13,76	14,64	17,71	18,07
$Nu_f$	16,57	29,95	22,18	30,07	13,43	17,84
$\Delta p_q$ (Pa)	360	185	396	483	659	641
$\Delta p_f$ (Pa)	555	1535	776	1646	197	491

Grandezas	ens.26	ens.27	ens.30	ens.32	ens.39	ens.41
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	302	401	403	500	501
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	898	300	503	301	502
$T_{qe}$ (K)	312,7	313,4	317,6	314,3	319,1	311,6
$T_{fe}$ (K)	293,4	293,4	295,3	294,8	297,1	294,7
$T_{qs}$ (K)	306,7	305,4	312,7	308,6	315,3	307,7
$T_{fs}$ (K)	296,5	296,3	303,0	300,0	305,1	299,8
$\dot{Q}$ (kW)	3,36	3,54	3,18	3,30	3,30	3,06
$Re_{qch}$	402	399	530	533	661	663
$Re_{fch}$	847	950	317	532	319	531
$Nu_q$	16,10	17,25	20,26	20,87	22,35	22,93
$Nu_f$	26,10	27,87	15,14	20,21	14,91	20,45
$\Delta p_q$ (Pa)	1156	649	930	1166	1949	1263
$\Delta p_f$ (Pa)	1268	1542	318	792	317	799

**Tabela G.3 - Permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, com condições de fronteira adiabáticas.**

Grandezas	ens.3	ens.9	ens.15	ens.18	ens.20	ens.22
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	102	203	203	301	304
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	900	599	901	200	403
$T_{qe}$ (K)	334,1	334,1	320,2	318	329,7	318,5
$T_{fe}$ (K)	295,6	294,7	294,8	293,7	296,5	295,5
$T_{qs}$ (K)	316,5	313,1	310,1	307,6	322,7	311,7
$T_{fs}$ (K)	302,8	297,6	299,1	296,6	309,5	301,8
$\dot{Q}$ (kW)	3,00	3,66	3,54	3,66	3,60	3,54
$Re_{qch}$	113	116	230	230	341	345
$Re_{fch}$	274	817	544	818	182	366
$Nu_q$	6,42	6,02	11,07	10,82	18,51	16,58
$Nu_f$	12,98	29,85	22,36	29,42	8,54	16,29
$\Delta p_q$ (Pa)	31	35	106	110	197	213
$\Delta p_f$ (Pa)	156	1089	524	1101	76	256



Grandezas	ens.26	ens.27	ens.30	ens.32	ens.39	ens.41
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	302	401	403	500	501
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	898	300	503	301	502
$T_{qe}$ (K)	312,7	313,4	317,6	314,3	319,1	311,6
$T_{fe}$ (K)	293,4	293,4	295,3	294,8	297,1	294,7
$T_{qs}$ (K)	305,8	306,0	312,9	309,0	315,1	307,7
$T_{fs}$ (K)	296,7	296,5	303,1	300,0	305,4	299,6
$\dot{Q}$ (kW)	3,60	3,84	3,24	3,66	3,48	3,42
$Re_{qch}$	345	343	455	457	567	568
$Re_{fch}$	726	815	272	457	273	456
$Nu_q$	15,37	15,28	20,91	20,26	25,08	23,67
$Nu_f$	26,87	28,99	12,17	19,35	12,61	19,18
$\Delta p_q$ (Pa)	220	222	346	361	510	528
$\Delta p_f$ (Pa)	887	1090	154	389	153	392

**Tabela G.4 - Permutador de calor com placas planas, um canal de fluido quente trocando calor com um canal de fluido frio, condições de fronteira adiabáticas.**

Grandezas	ens.3	ens.9	ens.15	ens.18	ens.20	ens.22
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	102	203	203	301	304
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	900	599	901	200	403
$T_{qe}$ (K)	334,1	334,1	320,2	318,0	329,7	318,5
$T_{fe}$ (K)	295,6	294,7	294,8	293,7	296,5	295,5
$T_{qs}$ (K)	321,8	319,3	314,5	312,1	325,3	314,9
$T_{fs}$ (K)	300,6	296,8	297,2	295,3	304,8	298,8
$\dot{Q}$ (kW)	2,10	2,58	1,98	2,04	2,28	1,86
$Re_{qch}$	132	135	269	269	398	402
$Re_{fch}$	320	952	634	953	212	426
$Nu_q$	5,29	4,92	6,67	6,43	9,87	8,87
$Nu_f$	7,19	13,70	10,21	13,25	5,89	7,78
$\Delta p_q$ (Pa)	18	19	58	59	101	111
$\Delta p_f$ (Pa)	90	562	278	568	48	473

Grandezas	ens.26	ens.27	ens.30	ens.32	ens.39	ens.41
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	302	401	403	500	501
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	898	300	503	301	502
$T_{qe}$ (K)	312,7	313,4	317,6	314,3	319,1	311,6
$T_{fe}$ (K)	293,4	293,4	295,3	294,8	297,1	294,7
$T_{qs}$ (K)	309,1	309,6	315,0	311,7	316,9	309,7
$T_{fs}$ (K)	295,1	295,0	299,6	297,4	301,6	297,1
$\dot{Q}$ (kW)	1,86	1,98	1,80	1,86	1,86	1,68
$Re_{qch}$	402	399	530	533	661	663
$Re_{fch}$	847	950	317	532	319	531
$Nu_q$	8,19	8,15	10,96	10,42	12,67	11,65
$Nu_f$	12,04	13,00	6,67	8,96	6,61	8,74
$\Delta p_q$ (Pa)	116	114	177	183	258	270
$\Delta p_f$ (Pa)	460	565	90	207	88	206

**Tabela G.5 - Permutador de calor com placas corrugadas, um canal de fluido quente trocando calor com dois meios canais de fluido frio, com condições de fronteira periódicas, sem topos.**

<b>Grandezas</b>	<b>ens.3</b>	<b>ens.9</b>	<b>ens.15</b>	<b>ens.18</b>	<b>ens.20</b>	<b>ens.22</b>
$\dot{V}_q$ (l/h)	100	102	203	203	301	304
$\dot{V}_f$ (l/h)	302	900	599	901	200	403
$T_{qe}$ (K)	334,1	334,1	320,2	318,0	329,7	318,5
$T_{fe}$ (K)	295,6	294,7	294,8	293,7	296,5	295,5
$T_{qs}$ (K)	307,1	302,1	305,4	302,6	319,0	308,6
$T_{fs}$ (K)	307,2	299,4	301,1	298,1	316,6	304,9
$\dot{Q}$ (kW)	4,74	5,76	5,16	5,46	5,52	5,16
$Re_{qch}$	113	116	230	230	341	345
$Re_{fch}$	274	817	544	818	182	366
$Nu_q$	14,47	12,95	21,02	20,72	35,38	33,02
$Nu_f$	25,52	49,87	35,14	47,50	17,45	26,33
$\Delta p_q$ (Pa)	32	33	84	84	155	158
$\Delta p_f$ (Pa)	128	687	355	688	73	196

<b>Grandezas</b>	<b>ens.26</b>	<b>ens.27</b>	<b>ens.30</b>	<b>ens.32</b>	<b>ens.39</b>	<b>ens.41</b>
$\dot{V}_q$ (l/h)	304	302	401	403	500	501
$\dot{V}_f$ (l/h)	800	898	300	503	301	502
$T_{qe}$ (K)	312,7	313,4	317,6	314,3	319,1	311,6
$T_{fe}$ (K)	293,4	293,4	295,3	294,8	297,1	294,7
$T_{qs}$ (K)	302,4	302,4	310,5	306,6	313,2	305,8
$T_{fs}$ (K)	298,3	298,1	307,1	302,5	309,4	301,9
$\dot{Q}$ (kW)	5,40	5,76	4,86	5,34	5,10	4,98
$Re_{qch}$	345	343	455	457	567	568
$Re_{fch}$	726	815	272	457	273	456
$Nu_q$	30,33	29,91	43,20	40,99	51,26	48,65
$Nu_f$	42,34	46,30	21,46	29,95	21,25	27,28
$\Delta p_q$ (Pa)	157	155	249	250	358	359
$\Delta p_f$ (Pa)	566	685	126	274	127	273

## ANEXO H

**Tabela H.1 - Resultados obtidos através do modelo Sm do permutador de calor de placas.**

Condições de funcionamento:      água doce/água doce (ad/ad);  
    água do mar/água doce (am/ad);  
    água doce/óleo lubrificante ad/ol).

Grandezas	Ensaio 3			Ensaio 9			Ensaio 15		
	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol
$\dot{V}_q$ (l/h)	100			102			203		
$\dot{V}_f$ (l/h)	302			900			599		
$T_{qe}$ (K)	334,1			334,1			320,2		
$T_{fe}$ (K)	295,6			294,7			294,8		
$T_{qs}$ (K)	303,1	304,0	312,4	299,9	300,9	311,2	301,4	302,1	308,8
$T_{fs}$ (K)	304,6	305,7	298,5	297,1	298,5	295,8	300,0	301,0	296,3
LMTD (K)	285,1	284,3	295,4	284,2	283,5	296,3	283,4	282,4	290,2
$\dot{Q}$ (kW)	3,53	3,48	1,02	3,96	3,90	1,10	4,53	4,27	1,07
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	1,31	1,37	0,20	1,59	1,67	0,21	1,96	2,02	0,28
NTU	3,03	3,03	1,11	3,62	3,62	1,13	2,15	2,19	0,75
$\epsilon$	0,90	0,89	0,65	0,96	0,96	0,67	0,81	0,81	0,51
$Re_{qch}$	176	185	10	173	180	10	318	325	19
$Re_{fch}$	316	333	316	858	873	889	592	609	599
$Nu_q$	14,6	14,9	9,2	14,7	14,8	9,3	22,8	22,7	12,5
$Nu_f$	24,2	24,6	24,0	48,6	48,3	48,2	37,5	37,5	37,1
$\Delta p_q$ (Pa)	198	204	572	210	216	597	649	636	1632
$\Delta p_f$ (Pa)	1254	948	943	11871	5363	5140	3813	2803	2735

Grandezas	Ensaio 18			Ensaio 20			Ensaio 22		
	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol
$\dot{V}_q$ (l/h)	203			301			304		
$\dot{V}_f$ (l/h)	901			200			403		
$T_{qe}$ (K)	318			329,7			318,5		
$T_{fe}$ (K)	293,7			296,5			295,5		
$T_{qs}$ (K)	298,9	299,7	307,0	317,6	317,1	318,0	305,9	306,2	309,7
$T_{fs}$ (K)	296,6	297,9	294,7	315,7	315,6	303,6	304,3	304,9	298,2
LMTD (K)	282,8	281,9	289,7	285,0	284,1	294,4	283,2	282,2	288,9
$\dot{Q}$ (kW)	4,60	4,31	1,03	4,55	4,45	1,65	4,67	4,40	1,24
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,10	2,16	0,28	1,71	1,76	0,35	2,05	2,11	0,35
NTU	2,31	2,35	0,76	2,45	2,48	0,62	1,49	1,53	0,64
$\epsilon$	0,86	0,86	0,52	0,83	0,83	0,40	0,61	0,61	0,44
$Re_{qch}$	302	308	18	634	646	31	501	512	28
$Re_{fch}$	848	863	870	244	260	232	423	440	419
$Nu_q$	22,5	22,3	12,4	32,2	31,8	16,9	30,2	29,9	16,3
$Nu_f$	48,5	48,2	47,9	19,2	19,7	18,9	29,4	29,6	28,9
$\Delta p_q$ (Pa)	667	654	1661	1022	991	2647	1180	1139	2873
$\Delta p_f$ (Pa)	8966	5403	5207	281	467	481	1356	1477	1466

Grandezas	Ensaio 26			Ensaio 27			Ensaio 30		
	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol
$\dot{V}_q$ (l/h)	304			302			401		
$\dot{V}_f$ (l/h)	800			898			300		
$T_{qe}$ (K)	312,7			313,4			317,6		
$T_{fe}$ (K)	293,4			293,4			295,3		
$T_{qs}$ (K)	299,5	300,1	305,0	299,4	300,0	305,3	309,1	309,0	310,2
$T_{fs}$ (K)	297,1	298,2	294,6	296,8	298,0	294,5	306,6	307,0	299,3
LMTD (K)	282,1	281,1	286,7	282,4	281,4	287,3	282,5	281,6	288,2
$\dot{Q}$ (kW)	4,84	4,46	1,08	5,10	4,70	1,12	4,30	4,07	1,37
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,38	2,44	0,35	2,44	2,50	0,35	2,02	2,07	0,41
NTU	1,73	1,77	0,64	1,78	1,82	0,65	1,89	1,94	0,56
$\epsilon$	0,74	0,74	0,46	0,76	0,76	0,46	0,74	0,75	0,38
$Re_{qch}$	439	446	26	438	444	26	685	702	37
$Re_{fch}$	756	772	770	845	862	863	322	338	318
$Nu_q$	29,1	28,8	15,9	29,0	28,7	15,9	36,7	36,3	19,6
$Nu_f$	44,9	44,7	44,3	48,4	48,1	47,8	24,3	24,6	24
$\Delta p_q$ (Pa)	1265	1221	2997	1251	1208	2962	1770	1697	4238
$\Delta p_f$ (Pa)	5862	4484	4342	7424	5370	5191	634	928	927

Grandezas	Ensaio 32			Ensaio 39			Ensaio 41		
	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol	ad/ad	am/ad	ad/ol
$\dot{V}_q$ (l/h)	403			500			501		
$\dot{V}_f$ (l/h)	503			301			502		
$T_{qe}$ (K)	314,3			319,1			312,9		
$T_{fe}$ (K)	294,8			297,1			294,8		
$T_{qs}$ (K)	304,4	304,6	307,4	312,2	311,9	312,4	304,9	305,1	307,0
$T_{fs}$ (K)	301,9	302,7	297,0	309,0	309,2	301,6	302,0	302,7	297,1
LMTD (K)	282,4	281,4	286,8	282,3	281,4	288,0	281,9	280,9	286,0
$\dot{Q}$ (kW)	4,93	4,58	1,28	4,48	4,25	1,55	4,98	4,61	1,36
$U$ (kW/m <sup>2</sup> K)	2,36	2,41	0,41	2,17	2,22	0,47	2,50	2,55	0,47
NTU	1,30	1,34	0,57	2,02	2,07	0,51	1,38	1,43	0,52
$\epsilon$	0,57	0,58	0,40	0,78	0,79	0,35	0,61	0,62	0,37
$Re_{qch}$	630	642	36	902	924	48	781	796	45
$Re_{fch}$	510	527	510	340	354	336	510	526	511
$Nu_q$	35,9	35,4	19,4	43,1	42,5	22,9	41,4	40,8	22,3
$Nu_f$	33,7	33,8	33,2	24,7	25,0	24,4	33,7	33,7	33,2
$\Delta p_q$ (Pa)	1871	1793	4375	2418	2309	5687	2617	2497	5981
$\Delta p_f$ (Pa)	1915	2114	2080	562	912	908	1725	2107	2071

## ANEXO I

**Tabela I.1 - Resultados obtidos através de simulação numérica tridimensional do permutador de calor de placas.**

Condições de funcionamento:

água doce/água doce (ad/ad);

água do mar/água doce (am/ad);

Grandezas	Ensaio 3		Ensaio 9		Ensaio 15	
	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad
$\dot{V}_q$ (l/h)	100		102		203	
$\dot{V}_f$ (l/h)	302		900		599	
$T_{qe}$ (K)	334,1		334,1		320,2	
$T_{fe}$ (K)	295,6		294,7		294,8	
$T_{qs}$ (K)	306,6	306,6	301,2	301,2	304,7	304,7
$T_{fs}$ (K)	306,7	306,7	297,5	297,6	301,3	301,3
$\dot{Q}$ (kW)	4,74	4,74	5,76	5,76	5,46	5,46
$Re_{qch}$	113	114	116	116	230	231
$Re_{fch}$	274	257	817	765	544	509
$Nu_q$	13,67	13,69	12,41	12,42	20,63	20,67
$Nu_f$	28,58	28,16	52,55	52,40	47,67	47,28
$\Delta p_q$ (Pa)	190	206	212	199	442	446
$\Delta p_f$ (Pa)	546	550	3641	2749	1395	1445

Grandezas	Ensaio 18		Ensaio 20		Ensaio 22	
	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad
$\dot{V}_q$ (l/h)	303		301		304	
$\dot{V}_f$ (l/h)	901		200		403	
$T_{qe}$ (K)	318,0		329,7		318,5	
$T_{fe}$ (K)	293,7		296,5		295,5	
$T_{qs}$ (K)	301,5	301,5	319,1	319,1	307,2	307,2
$T_{fs}$ (K)	297,9	297,9	315,9	315,9	304	304,1
$\dot{Q}$ (kW)	5,58	5,58	5,52	5,52	5,46	5,46
$Re_{qch}$	230	231	341	343	345	346
$Re_{fch}$	818	766	182	170	366	342
$Nu_q$	20,42	20,49	33,98	34,18	33,87	34,10
$Nu_f$	59,96	58,98	17,24	16,95	30,09	29,51
$\Delta p_q$ (Pa)	446	452	719	741	746	761
$\Delta p_f$ (Pa)	2748	2604	308	322	798	820

Grandezas	Ensaio 26		Ensaio 27		Ensaio 30	
	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad
$\dot{V}_q$ (l/h)	304		302		401	
$\dot{V}_f$ (l/h)	800		898		300	
$T_{qe}$ (K)	312,7		313,4		317,6	
$T_{fe}$ (K)	293,4		293,4		295,3	
$T_{qs}$ (K)	301,8	301,8	301,0	301,0	310,3	310,3
$T_{fs}$ (K)	298,6	298,6	297,1	297,0	307,5	307,5
$\dot{Q}$ (kW)	5,70	5,70	6,06	6,00	5,10	5,04
$Re_{qch}$	345	346	343	344	455	456
$Re_{fch}$	726	680	815	763	272	255
$Nu_q$	29,60	29,54	30,82	30,45	41,87	41,38
$Nu_f$	56,82	55,36	52,78	51,96	24,61	23,83
$\Delta p_q$ (Pa)	765	767	729	761	1096	1095
$\Delta p_f$ (Pa)	2088	2225	3667	2607	536	542



Grandezas	Ensaio 32		Ensaio 39		Ensaio 41	
	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad	ad/ad	am/ad
$\dot{V}_q$ (l/h)	403		500		501	
$\dot{V}_f$ (l/h)	503		301		502	
$T_{qe}$ (K)	314,3		319,1		311,6	
$T_{fe}$ (K)	294,8		297,1		294,7	
$T_{qs}$ (K)	305,3	305,3	312,9	312,9	305,9	305,8
$T_{fs}$ (K)	301,1	301,2	309,6	309,6	302,0	302,0
$\dot{Q}$ (kW)	5,76	5,76	5,34	5,34	5,40	5,40
$Re_{qch}$	457	459	567	569	568	570
$Re_{fch}$	457	427	273	256	456	427
$Nu_q$	42,56	42,95	49,90	50,03	44,39	44,84
$Nu_f$	33,40	32,60	23,76	23,26	36,74	35,61
$\Delta p_a$ (Pa)	1076	1108	1501	1493	1538	1505
$\Delta p_f$ (Pa)	1246	1103	539	548	1221	1118