

## **Caracterização experimental da transferência de calor em escoamento interno para misturas de água e etilenoglicol**

**Rúben Alexandre Páscoa Ezequiel**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

### **Engenharia Mecânica**

Orientadores: Prof. António Luís Nobre Moreira

Dr. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

### **Júri**

Presidente: Prof. Edgar Caetano Fernandes

Orientador: Dr. Ana Sofia Oliveira Henriques Moita

Vogal: Prof. Hélder Manuel Ferreira dos Santos

**Janeiro 2021**



## Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer à minha orientadora de tese, a Doutora Ana Moita pelo apoio e orientação durante esta dissertação, pela constante disponibilidade para tirar qualquer dúvida, e pela experiência e conhecimento transmitido.

Gostaria também de agradecer ao IN+ pela oportunidade de realizar este trabalho e todos os meus colegas de laboratório pelo excelente ambiente de trabalho e de entreajuda, nomeadamente ao José Bento, Moustafa e Diogo Roque. Também um agradecimento para o Artem por todo o apoio e pela aprendizagem da utilização da instalação experimental.

Tenho também de agradecer aos meus amigos que convivem diariamente comigo pelo apoio e bons momentos passados até agora e que isso se mantenha por muitos anos.

Uma enorme gratidão para com a minha família, em especial os meus pais, cujo esforço a todos os níveis, paciência e apoio foram fundamentais para a conclusão deste curso.

Não poderia deixar de agradecer do fundo do coração à minha namorada, Catarina Ramos, por todo o amor e apoio ao longo da escrita desta dissertação, e por me ter ajudado a ultrapassar este desafio.

Por fim, ao Instituto Superior Técnico pela exigência e excelência de ensino fundamentais transmitidas para que tenha um futuro risonho e próspero.

Obrigado a todos!



## Resumo

Este trabalho consiste na caracterização do escoamento, perdas de carga e transferência de calor em escoamento interno num tubo liso para água destilada e três misturas de água com etilenoglicol. O tubo tem um diâmetro interno de 3,505 mm e um comprimento aquecido de 2,4 m. Utilizou-se uma instalação experimental para realizar e validar medições de perda de carga e transferência de calor em regime de escoamento laminar, de transição e turbulento. O número de Reynolds variou entre 700 e 7000. O fluxo de calor imposto na parede do tubo variou entre 0 kW/m<sup>2</sup> e 30 kW/m<sup>2</sup>. Os resultados experimentais obtidos para o fator de atrito e para o número de Nusselt foram validados utilizando correlações disponíveis na literatura. O fluido que mostrou ter menores perdas térmicas, menor fator de atrito e melhor fator de desempenho térmico em regime de escoamento laminar (relativamente à água destilada) foi a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. Observou-se também que um aumento no fluxo de calor aplicado provocou um atraso na transição do escoamento do regime laminar para o turbulento. O fluido que apresentou o maior número de Nusselt para fluxos de calor elevados foi a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água. O fluido que apresentou maior fator j-Colburn para todos os fluxos de calor aplicados foi a água destilada. Por fim, o fluido que apresentou melhor fator de desempenho térmico em regime de escoamento turbulento (relativamente à água destilada) foi a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água.

**Palavras-Chave:** Escoamento interno, Tubo liso, Fator de atrito, Transmissão de calor.



## Abstract

The present work addresses the characterization of the flow, pressure drop and heat transfer in internal flow for a smooth tube, using distilled water and three water-ethylene glycol mixtures. The tube used has an internal diameter of 3,505 mm and a heat length of 2,4 m. Within this scope, an experimental setup was used, to perform and validate measurements of pressure drop and heat transfer in the laminar, transition and turbulent flow regimes. The Reynolds number varied approximately between 700 and 7000. The heat flux imposed on the tube wall varied between 0 kW/m<sup>2</sup> and 30 kW/m<sup>2</sup>. The experimental results obtained for the friction factor and for the Nusselt number were validated for the laminar, transition and turbulent flow regimes, using available correlations in the literature. It was observed that the fluid that showed the lowest thermal losses, least friction factor, and best thermal performance factor in the laminar flow regime (relative to distilled water), was the 20% ethylene glycol and 80% water mixture. It was also observed that an increase in the heat flux applied triggered a delay in the transition of the flow. The fluid that presented the highest Nusselt number for high heat fluxes was the 50% ethylene glycol and 50% water mixture. The fluid that presented the highest j-Colburn factor for all the heat fluxes applied was the distilled water. Finally, the fluid that presented the best thermal performance factor in the turbulent flow regime (relative to distilled water) was the 50% ethylene glycol and 50% water mixture.

**Keywords:** Internal flow, Smooth Tube, Friction Factor, Heat transfer.





# Índice

Agradecimentos .....	ii
Resumo .....	iv
Abstract .....	vi
Lista de Tabelas.....	xi
Lista de Figuras.....	xiv
Lista de Acrónimos.....	xviii
Nomenclatura.....	xx
1 Introdução.....	1
1.1 Enquadramento e Motivação .....	1
1.2 Estado da Arte.....	3
1.3 Objetivos.....	5
1.4 Estrutura da Dissertação.....	6
2 Fundamentos Teóricos.....	9
2.1 Mecânica dos fluidos: escoamento interno em tubos .....	9
2.1.1 Condições de escoamento .....	9
2.1.2 Velocidade média do fluido e caudal mássico .....	10
2.1.3 Gradiente de pressão e fator de atrito.....	11
2.2 Transmissão de calor .....	14
2.2.1 Temperatura média e lei de Newton para convecção.....	15
2.2.2 Condições de escoamento completamente desenvolvido termicamente ...	15
2.2.3 Fluxo de calor constante .....	16
2.2.4 Região de entrada.....	17
2.2.5 Correlações para calcular o número de Nusselt .....	18
2.2.6 Número de Grashof .....	20
2.2.7 Fator j-Colburn.....	20
2.2.8 Número de Richardson.....	21
2.2.9 Desempenho térmico .....	22
3 Metodologia e Implementação Experimental .....	25
3.1 Instalação Experimental .....	25

3.2	Instrumentação.....	27
3.3	Procedimento Experimental .....	32
3.3.1	Enchimento/Drenagem do sistema .....	32
3.3.2	Ativação do equipamento necessário .....	34
3.3.3	Aquisição e registo dos dados .....	34
3.4	Tratamento dos dados experimentais .....	35
3.5	Condições experimentais de trabalho estudadas .....	37
3.6	Incertezas e sua propagação .....	39
4	Análise e discussão de resultados .....	45
4.1	Análise de perdas térmicas .....	45
4.1.1	Fluxo de calor ( $q_{imp''}$ ) = 10 kW/m <sup>2</sup> .....	46
4.1.2	Fluxo de calor ( $q_{imp''}$ ) = 20 kW/m <sup>2</sup> .....	47
4.1.3	Fluxo de calor ( $q_{imp''}$ ) = 30 kW/m <sup>2</sup> .....	48
4.2	Análise de perdas de carga (fator de atrito) .....	50
4.2.1	Condições adiabáticas .....	50
4.2.2	Condições diabáticas (com fluxo de calor aplicado) .....	53
4.3	Análise do mecanismo de convecção .....	55
4.4	Análise dos processos de transferência de calor.....	57
4.4.1	Análise do efeito da composição da mistura água-etilenoglicol.....	59
4.4.2	Análise do efeito da composição da mistura para um fluxo de calor fixo ...	62
4.5	Análise ao fator j-Colburn .....	64
4.5.1	Derivada do fator j-Colburn .....	66
4.5.2	Análise do fator de desempenho térmico.....	67
5	Conclusões e considerações finais .....	71
5.1	Conclusões.....	71
5.2	Propostas para trabalho futuro .....	72
	Referências .....	75



## Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Valores de propriedades termofísicas dos vários fluidos estudados a 25°C [12], [17] e [20].....	37
Tabela 3.2: Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de sem fluxo de calor aplicado .....	37
Tabela 3.3: Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado = 10kW/m <sup>2</sup> .....	38
Tabela 3.4: Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado = 20kW/m <sup>2</sup> .....	38
Tabela 3.5: Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado = 30kW/m <sup>2</sup> .....	39
Tabela 3.6: Incertezas das propriedades físicas utilizadas provenientes da literatura e das especificações da instrumentação utilizada .....	41
Tabela 3.7: Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com água destilada.....	41
Tabela 3.8: Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água .....	42
Tabela 3.9: Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água .....	42
Tabela 3.10: Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água .....	43
Tabela 4.1: Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 10kW/m <sup>2</sup> . .....	46
Tabela 4.2: Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 10kW/m <sup>2</sup> .....	47
Tabela 4.3: Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 20kW/m <sup>2</sup> .....	47
Tabela 4.4: Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 20kW/m <sup>2</sup> .....	48
Tabela 4.5: Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 30kW/m <sup>2</sup> .....	48
Tabela 4.6: Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 30kW/m <sup>2</sup> .....	49
Tabela 4.7: Desvios médios e máximos que os resultados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações teóricas da literatura. ....	51
Tabela 4.8: Desvios médios e máximos que os resultados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações teóricas da literatura. ....	58
Tabela A.1: Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 10kW/m <sup>2</sup> .....	79

Tabela A.2: Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 10kW/m <sup>2</sup> .....	79
Tabela A.3: Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 20kW/m <sup>2</sup> .....	80
Tabela A.4: Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 20kW/m <sup>2</sup> .....	80
Tabela A.5: Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 30kW/m <sup>2</sup> .....	81
Tabela A.6: Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 30kW/m <sup>2</sup> .....	81



## Lista de Figuras

Figura 2.1: Desenvolvimento hidrodinâmico de uma camada limite na entrada de um tubo circular. (fonte: Incropera e Dewitt [1]) .....	9
Figura 2.2: Diagrama de Moody. (fonte: Incropera e Dewitt [1]).....	12
Figura 2.3: Desenvolvimento de uma camada limite térmica na entrada de um tubo circular. (fonte: Incropera e Dewitt [1]) .....	15
Figura 2.4: Evolução do coeficiente de convecção a partir da entrada do tubo. (fonte: Incropera e Dewitt [1]) .....	16
Figura 2.5: Variações na diferença de temperaturas ( $T_s - T_m$ ) ao longo do tubo. (fonte: Incropera e Dewitt [1]) .....	17
Figura 2.6: Representação esquemática dos diferentes regimes de escoamento, em termos de o fator-j de Colburn em função do número de Reynolds. (fonte: Meyer e Everts [2]) .....	21
Figura 3.1: Ilustração esquemática da instalação experimental: (1) Bomba hidráulica; (2) e (3) Válvula; (4) Sensor de caudal; (5) Secção de desenvolvimento; (6) Secção de teste; (7) Válvula tipo esfera de ajuste fino; (8) Sistema de mistura, aquecimento e refrigeração; (9) Depósito de abastecimento. (Andrade, 2018).....	25
Figura 3.2: Representação esquemática da Secção de Teste, onde $t_1$ , $t_2$ , $t_3$ e $t_4$ representam os sensores de temperatura, DC representa a fonte de alimentação, $\Delta V$ o multímetro e $dP2$ o sensor diferencial de pressão. (Andrade, 2018).....	26
Figura 3.3: Bomba magnética de pás rotativas. Especificações: <a href="http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2016/08/HTP-Pompe-a-palette-a-trascinamento-magnetico.pdf">http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2016/08/HTP-Pompe-a-palette-a-trascinamento-magnetico.pdf</a> . .....	27
Figura 3.4: Conversor de frequência. Especificações: <a href="https://mobile.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId...cmd...pdf">https://mobile.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId...cmd...pdf</a> .....	28
Figura 3.5: Sensor de caudal mássico CORI-FLOW M15. Especificações: <a href="https://www.bronkhorst.com/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/">https://www.bronkhorst.com/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/</a> .....	28
Figura 3.6: Sensor diferencial de pressão PX2300-10DI e PX2300-100DI. Especificações: <a href="https://www.omega.com/pressure/pdf/PX2300.pdf">https://www.omega.com/pressure/pdf/PX2300.pdf</a> .....	29
Figura 3.7: Unidade de refrigeração. Especificações: <a href="http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488_1.pdf">http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488_1.pdf</a> .....	30
Figura 3.8: Fonte de Alimentação DC. Especificações: <a href="http://www.volteq.com/volteq-power-supply-hy5050ex-50v-50a-over-voltage-over-current-protection-110v-input.html">http://www.volteq.com/volteq-power-supply-hy5050ex-50v-50a-over-voltage-over-current-protection-110v-input.html</a> .....	30

Figura 3.9: Multímetro digital utilizado para medir a diferença de potencial na secção de teste. Especificações: <a href="https://www.tek.com/linkclickcount?nid=72376&amp;url=http%3A//download.tek.com/datasheet/Tektronix-DMM4020-Digital-Multimeter-Datasheet-6.pdf">https://www.tek.com/linkclickcount?nid=72376&amp;url=http% 3A//download.t ek.com/datasheet/Tektronix-DMM4020-Digital-Multimeter-Datasheet-6.pdf</a> .....	31
Figura 3.10: Placa de aquisição DT9828 Especificações DAQ: <a href="https://www.mccdaq.com/pdfs/specs/DT9828Datasheet.pdf">https://www.mccdaq.com/pdfs/specs/DT9828Datasheet.pdf</a> .....	31
Figura 3.11: Sistema de aquisição de dados RIGOL Especificações: <a href="http://beyondmeasure.rigoltech.com/acton/attachment/1579/f-04e2/0/-/-/-/file.pdf">http://beyondmeasure.rigoltech.com/acton/attachment/1579/f-04e2/0/-/-/-/file.pdf</a> .....	32
Figura 3.12: Bocal do sistema .....	33
Figura 3.13: Válvula de enchimento .....	33
Figura 3.14: Sensor de temperatura de entrada da secção de desenvolvimento (a vermelho) e porca que prende as duas partes do sistema .....	33
Figura 3.15: Tomada e cabos da bomba e VOLTEQ .....	34
Figura 4.1: Fator de atrito em função do número de Reynolds para água destilada sem fluxo de calor aplicado .....	50
Figura 4.2: Fator de atrito obtido experimentalmente, em condições adiabáticas, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente). .....	52
Figura 4.3: Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).....	53
Figura 4.4: Número de Richardson em função do número de Reynolds para água destilada, para os vários fluxos de calor estudados. ....	55
Figura 4.5: Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, para os vários fluxos de calor estudados. ....	55
Figura 4.6: Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, para os vários fluxos de calor estudados. ....	56
Figura 4.7: Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, para os vários fluxos de calor estudados .....	56
Figura 4.8: Número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada, com fluxo de calor aplicado de $10\text{ kW/m}^2$ . ....	57
Figura 4.9: Número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada, para os vários fluxos de calor estudados. ....	59
Figura 4.10: Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, para os vários fluxos de calor estudados. ....	59
Figura 4.11: Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, para os vários fluxos de calor estudados. ....	60
Figura 4.12: Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, para os vários fluxos de calor estudados. ....	61



Figura 4.13: Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $10\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	62
Figura 4.14: Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $20\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	62
Figura 4.15: Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	63
Figura 4.16: Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respectivamente).....	65
Figura 4.17: Fator j-Colburn obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respectivamente).....	65
Figura 4.18: Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $10\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	66
Figura 4.19: Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $20\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	67
Figura 4.20: Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	67
Figura 4.21: Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $10\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.....	68
Figura 4.22: Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $20\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.....	68
Figura 4.23: Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $30\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.....	69
Figura A.1: Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $10\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	82
Figura A.2: Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $20\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	82
Figura A.3: Fator j-Colburn obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de $10\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.....	83

Figura A.4: Fator j-Colburn obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de  $20\text{kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados. .... 83

## Lista de Acrónimos

ACAC	Air charged air cooler
WCAC	Water charged air cooler



## Nomenclatura

$A_c$	Área da secção transversa do tubo ( $m^2$ )
$A_s$	Área da superfície do tubo ( $m^2$ )
$C_f$	Coeficiente de atrito (-)
$C_{f,tr,iso}$	Coeficiente de atrito na região de transição, para a condição de temperatura constante da superfície do tubo (-)
$C_p$	Calor específico a pressão constante do fluido (kJ/kg.K)
$D$	Diâmetro interno do tubo (m)
$D_h$	Diâmetro hidráulico do tubo (m)
$e$	Erro relativo (%)
$f$	Fator de atrito (-)
$f_a$	Fator de atrito de água destilada (-)
$f_{lam,iso}$	Fator de atrito em regime laminar, na condição de temperatura da superfície do tubo constante (-)
$f_{lam,heat}$	Fator de atrito em regime laminar, na condição de fluxo de calor constante aplicado ao longo do tubo (-)
$f_{tr,iso}$	Fator de atrito em regime de transição, na condição de temperatura da superfície do tubo constante (-)
$f_{tr,heat}$	Fator de atrito em regime de transição, na condição de fluxo de calor constante (-)
$g$	Constante universal de aceleração gravítica ( $m^2/s$ )
$Gr$	Número de Grashof (-)
$Gz_D$	Número de Graetz (-)
$h$	Coeficiente de transferência de calor por convecção ( $W/m^2.K$ )
$h(x)$	Coeficiente local de transferência de calor por convecção ( $W/m^2.K$ )
$I$	Intensidade de corrente (A)
$j$	Fator-j de Colburn (-)
$k$	Condutividade térmica do fluido ( $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ )

$L$	Comprimento do tubo (m)
$\dot{m}$	Caudal mássico de fluido (kg/s)
$n$	Constante associada às propriedades da superfície e do líquido (-)
$N$	Número total de pontos da amostra utilizada (-)
$Nu$	Número de Nusselt (-)
$Nu_a$	Número de Nusselt de água destilada (-)
$Nu(x)$	Número de Nusselt local (-)
$Nu_l(x)$	Número de Nusselt local no regime de escoamento laminar (-)
$Nu_t(x)$	Número de Nusselt local no regime de escoamento turbulento (-)
$Nu_{tr}(x)$	Número de Nusselt local no regime de escoamento de transição (-)
$Nu_D$	Número de Nusselt num tubo circular (-)
$\overline{Nu}$	Número de Nusselt médio (-)
$P$	Perímetro do tubo (m)
$P_{term}$	Perda térmica (percentual) (%)
$Pr$	Número de Prandtl (-)
$q_{conv}$	Troca total de calor por convecção (W)
$q_{efet}$	Potência térmica efetivamente transferida para o fluido (W)
$q_{imp}$	Potência térmica imposta na parede do tubo (W)
$q''$	Fluxo térmico (W/m <sup>2</sup> )
$q''_{imp}$	Fluxo de calor imposto na parede do tubo (W/m <sup>2</sup> )
$\dot{q}$	Potência média transferida para o fluido de trabalho (W)
$r_o$	Raio do tubo circular (m)
$Re$	Número de Reynolds (-)
$Re_{cr}$	Número de Reynolds crítico (-)
$Re_D$	Número de Reynolds para um escoamento interno num tubo circular (-)
$Re_{D,c}$	Número de Reynolds crítico a partir do qual se inicia a transição para regime turbulento (-)

$Re_{qt}$	Número de Reynolds para escoamento quase turbulento (-)
$Re_{tr}$	Número de Reynolds de transição (-)
$S_{lateral}$	Área lateral do tubo (m <sup>2</sup> )
$t$	Tempo (s)
$T_1$	Temperatura do fluido no sensor de temperatura 1 (°C,K)
$T_2$	Temperatura do fluido no sensor de temperatura 2 (°C,K)
$T_{in}$	Temperatura do fluido à entrada da secção de desenvolvimento (°C,K)
$T_m$	Temperatura média do fluido (°C,K)
$T_{m,i}$	Temperatura média do fluido à entrada do tubo (°C,K)
$T_{m,o}$	Temperatura média do fluido à saída do tubo (°C,K)
$T_o$	Temperatura média medida no sensor de caudal (°C,K)
$T_{out}$	Temperatura do fluido à saída da secção de desenvolvimento (°C,K)
$T_s$	Temperatura da superfície do tubo (°C,K)
$\bar{T}_s$	Temperatura média da superfície do tubo (°C,K)
$T_{s,e}(x)$	Temperatura local da superfície exterior do tubo (°C,K)
$T_{s,i}(x)$	Temperatura local da superfície interior do tubo (°C,K)
$TP$	Fator de desempenho térmico (-)
$U$	Tensão (V)
$u_m$	Velocidade média do fluido (m/s)
$V_m$	Valor medido de um parâmetro estudado
$V_p$	Valor previsto de um parâmetro estudado
$x$	Posição axial no tubo (mm)
$x_{fd,h}$	Comprimento de entrada hidrodinâmico (mm)
$x_{fd,t}$	Comprimento de entrada térmico (mm)





## Símbolos gregos

$\beta$	Coeficiente de expansão térmica ( $K^{-1}$ )
$\delta$	Espessura da camada limite hidrodinâmica/térmica (mm)
$\Delta T$	Gradiente de temperatura ( $^{\circ}C/K$ )
$\varepsilon$	Rugosidade relativa do tubo (-)
$\eta$	Eficiência térmica (-)
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido ( $N.s/m^2$ )
$\mu_s$	Viscosidade dinâmica do fluido à temperatura da superfície do tubo ( $N.s/m^2$ )
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido ( $m^2/s$ )
$\rho$	Massa específica do fluido ( $kg/m^3$ )



# 1 Introdução

Este capítulo apresenta a introdução da dissertação, nomeadamente o seu enquadramento e motivação, estado de arte, objetivos a atingir e a estrutura geral da dissertação.

## 1.1 Enquadramento e Motivação

O processo de transferência de calor entre 2 fluidos a temperaturas diferentes, separados por uma parede sólida é usado em muitas aplicações em engenharia. O equipamento que proporciona esta troca de calor é chamado de permutador de calor. Os permutadores de calor são geralmente classificados através da forma como o escoamento se processa e do tipo de construção. Uma das aplicações são os *intercoolers* para automóveis, nos quais se incluem os ACAC (ACAC – Air charge air cooler) (*intercoolers* que utilizam ar para arrefecer o motor) e WCAC (WCAC - Water charge air cooler) (que utilizam um líquido arrefecedor em vez de ar).

Os permutadores de calor de última geração (WCAC - Water charge air cooler) situados no circuito de admissão dos veículos automóveis equipados com motor de combustão interna, recorrem a líquidos de arrefecimento em vez do ar incidente no permutador que promove a troca de calor entre dois circuitos de ar. O fluido arrefecedor, etilenoglicol, é parte integrante e central na garantia da eficiência térmica de permutadores de calor WCAC e geralmente é usado numa mistura com água.

O etilenoglicol é usado para baixar o ponto de fusão da água, visto que em países mais frios, a temperatura ambiente pode ser inferior a 0°C. Logo, para que o fluido de trabalho do circuito de arrefecimento não congele (que levaria o motor a aquecer demasiado e a danificar-se), usam-se misturas de água com etilenoglicol. O efeito da concentração de etilenoglicol nas propriedades das misturas com água e conseqüentemente nos mecanismos de perda de carga e de transferência de calor é ainda pouco estudado, sendo esta concentração maioritariamente determinada de modo empírico.

Este trabalho consiste no estudo e caracterização experimental da perda de carga (fator de atrito), e transferência de calor em escoamento interno num tubo liso para água e misturas de água com etilenoglicol. Perda de carga é a queda de pressão do fluido quando este escoar. Quando nos referimos a um tubo ou canal, ocorre devido à fricção das partículas do fluido entre si e contra as paredes da tubulação que os contenha. Estas perdas podem ser contínuas, ao longo dos tubos em questão, acidentais ou localizadas, devido a circunstâncias particulares, como um afunilamento, uma alteração de direção, a presença de uma válvula, etc.

Posto isto, pretende-se avaliar o comportamento hidrodinâmico e os processos de transferência de calor em função de diferentes relações de mistura água-etileno glicol. Esta análise inclui a avaliação de diversos parâmetros como o fator de atrito, o número de Nusselt e o fator j-Colburn (entre outros) numa gama lata de condições experimentais, por forma a abranger o regime de escoamento laminar, de transição e turbulento. A água será usada como fluido de referência. Este

estudo justifica-se pelo facto, demonstrado no enquadramento apresentado nos parágrafos anteriores (e que se reforça no estado da arte apresentado na próxima subsecção), de existir ainda muito pouca informação sobre a descrição precisa do comportamento térmico e hidrodinâmico do etilenoglicol quando usado em permutadores de calor. Por outro lado, empiricamente, as empresas como a JDeus têm conhecimento da deterioração do etilenoglicol após diversos ciclos de uso, mas não dispõem ainda de informação detalhada de como ocorre essa deterioração e do seu efeito no escoamento e nos processos de transmissão de calor. O trabalho aqui desenvolvido irá essencialmente focar o efeito da percentagem de etilenoglicol nas misturas usadas, determinando uma gama que permita um melhor desempenho hidrodinâmico e térmico, para depois ser usada em diversas aplicações nomeadamente as de interesse para a JDeus.

## 1.2 Estado da Arte

Existem muitos estudos sobre a perda de carga e transferência de calor em escoamento interno.

Meyer e Everts estudaram a transferência de calor em escoamento interno, tanto em desenvolvimento como completamente desenvolvido, em tubos lisos, usando como fluido uma mistura de água e etilenoglicol. O trabalho destes autores incidiu no regime de transição, visto que é o regime onde muitos permutadores de calor atuais trabalham. Meyer e Everts concluíram que o número de Reynolds ao qual ocorre a transição do regime laminar para o regime turbulento não depende da posição axial (ao longo do comprimento do tubo), e que a transição ocorre simultaneamente ao longo do tubo. No entanto, o fim da transição depende, de facto, da posição axial, e ocorria mais cedo se o escoamento estivesse completamente desenvolvido. Por fim, também concluíram que as características de transferência de calor alteram-se (observando o comportamento da convecção natural), desde que o escoamento está em desenvolvimento, até estar completamente desenvolvido (Everts & Meyer, 2017).

Everts e Meyer também realizaram um trabalho, em que estudaram a transferência de calor em escoamento interno em desenvolvimento, no regime de transição, num tubo usado por uma instalação térmica solar. Concluíram que a largura da região de transição diminuiu ao longo do comprimento do tubo, e que os coeficientes de transferência de calor diminuíram conforme o escoamento foi ficando completamente desenvolvido (Everts & Meyer, 2015).

Andrade, Moita e outros colaboradores realizaram um estudo que consistiu na caracterização da transferência de calor e perda de carga em escoamento interno, nomeadamente em tubos lisos e corrugados, usando água como fluido de trabalho. Apesar de as conclusões relativamente aos tubos corrugados não terem especial interesse para esta dissertação, a parte da validação da experiência, em tubos lisos, é relevante. Verificou-se que o fator de atrito calculado experimentalmente não se desviou significativamente das correlações teóricas, apresentando um erro médio absoluto de 8.2% em regime laminar e 6.8% em regime turbulento. Segundo estes autores, no regime de escoamento laminar o coeficiente de atrito diminui com o aumento do número de Reynolds. No regime de transição observou-se um aumento considerável no fator de atrito que volta a diminuir em regime de escoamento turbulento, com o aumento do número de Reynolds. Verificou-se também que o número de Nusselt, em regime laminar, foi um pouco superior ao valor teórico esperado de 4.36, em escoamento completamente desenvolvido e com convecção forçada. Em regime de escoamento turbulento, o número de Nusselt aumentava com o aumento do número de Reynolds, e não se desviou significativamente das correlações teóricas, apresentando um erro médio absoluto máximo de 5.4% (Andrade *et al*, 2019).

Ghajar e Tam avaliaram a transferência de calor em 3 tubos circulares com tipo de entrada diferente – Boca de sino; com reentrância; em formato quadrangular. Estes ensaios foram efetuados com um fluxo de calor aplicado constante ao longo do tubo. Nestas experiências, o número de Reynolds do fluido (mistura de etilenoglicol e água) variou entre 280 e 49000, o número de Prandtl

variou entre 4 e 158 e o número de Grashof variou entre 1000 e 250000. Estes autores concluíram que a gama de números de Reynolds para a qual se inicia a transição do regime de escoamento laminar para o turbulento foi diferente consoante o tipo de entrada do tubo: para o tipo boca de sino, foi de 3800 a 10500; para o tipo com reentrância, foi de 2000 a 8500; para o tipo em formato quadrangular, foi de 2400 a 8800. Por fim, Ghajar e Tam (2012) desenvolveram correlações para calcular o número de Nusselt nas regiões de escoamento laminar, de transição e turbulento, para os 3 tipos de entrada (Ghajar & Tam, 1994).

Ghajar e co-autores realizaram um estudo em que avaliaram os efeitos das diferentes geometrias de entrada do tubo e diferentes tipos de aquecimento no fator de atrito, na região de entrada e na região completamente desenvolvida do tubo, nos diferentes regimes de escoamento (laminar, de transição e turbulento). O fluido usado consistia em diversas misturas de etilenoglicol e água. O número de Reynolds variou entre 800 e 22000 para cobrir os 3 regimes de escoamento. Devido à presença de escoamento secundário (convecção natural), o efeito do aquecimento no fator de atrito foi mais significativo nos regimes de escoamento laminar e de transição. Quando se aplicou um fluxo de calor, aumentaram os limites inferior e superior de transição (de número de Reynolds), na condição de temperatura constante, e observou-se uma diminuição do fator de atrito nas regiões laminar e de transição. Ghajar e co-autores conseguiram deduzir, a partir dos dados obtidos, correlações para determinar o fator de atrito, nos regimes de escoamento laminar e de transição (Ghajar *et al*, 2012).

Romeo *et al*. realizaram um estudo em que, partindo das correlações existentes na literatura para calcular o fator de atrito, em tubos lisos e rugosos, usando regressão não-linear multivariável, conseguiram obter os parâmetros necessários para propor novas correlações para calcular o fator de atrito (Romeo *et al*, 2001).

Muitos destes estudos usaram uma mistura de etilenoglicol e água como fluido de trabalho. Porém, nenhum deles considerou, nos resultados, a influência da variação da quantidade de etilenoglicol usada na mistura, pelo que neste trabalho irá colmatar essa falta de informação que ainda persiste.

Por outro lado, existem poucos estudos sobre as características hidrodinâmicas e de transmissão de calor em escoamento interno no regime de transição, pelo que também se pretende complementar essa falta de informação presente na literatura revista.

Em particular, apresenta-se, neste contexto, na subsecção seguinte o objetivo específico deste trabalho.

### 1.3 Objetivos

Como objetivo principal deste trabalho, pretende-se realizar um estudo de caracterização experimental da perda de carga, e transferência de calor em escoamento interno num tubo liso para água e misturas de água com etilenoglicol, nos diferentes regimes de escoamento (laminar, de transição e turbulento), por forma a determinar a relação entre a variação da concentração de etilenoglicol e as propriedades da mistura que melhoram os mecanismos de transferência de calor, balanceando os efeitos adversos da perda de carga.

Este trabalho tem como contexto a parceria com a empresa JDeus, que é especializada no fabrico de radiadores e *intercoolers* para automóveis, etc. Visto não existir uma base de dados extensa sobre a variação do comportamento hidrodinâmico e térmico consoante a variação das frações de etilenoglicol em misturas de água e etilenoglicol, pretende-se com este trabalho enriquecer essa base de dados.

## **1.4 Estrutura da Dissertação**

Esta dissertação está estruturada em cinco capítulos principais. No primeiro, no qual está inserido este subcapítulo, introduz-se o tema em estudo, abordando-se a motivação e o contexto deste trabalho, o estado da arte e os objetivos gerais.

No segundo capítulo são apresentados os fundamentos teóricos, com o intuito de introduzir os conceitos fundamentais necessários para compreender este tema, nomeadamente o escoamento monofásico no interior de tubos, sendo referidos os processos de perdas de carga e transferência de calor.

No terceiro capítulo apresenta-se a descrição de toda a instalação experimental usada durante os ensaios no laboratório, bem como todos os procedimentos e métodos de tratamento de dados.

No quarto capítulo apresenta-se uma análise e discussão detalhada aos resultados obtidos, focando as perdas de carga e características de transferência de calor observadas nas experiências realizadas.

No último capítulo resumem-se as conclusões finais sobre o estudo desenvolvido e sugerem-se recomendações/propostas para trabalhos futuros.







## 2 Fundamentos Teóricos

Com o objetivo de descrever os fenômenos observados e determinar os parâmetros a avaliar, é necessário em primeiro lugar ter uma boa base de conhecimento sobre os fenômenos que ocorrem em escoamentos internos, em particular, perdas de carga e trocas de calor.

Neste capítulo apresenta-se uma revisão das correlações que existem na literatura, para calcular o fator de atrito  $f$  (parâmetro adimensional utilizado para calcular a perda de carga, por exemplo num tubo, devido ao atrito) e o número de Nusselt  $Nu$  (parâmetro adimensional que representa a razão entre a transferência de calor de um fluido por convecção e a condução), bem como os diferentes regimes de escoamento, tanto em desenvolvimento como completamente desenvolvido.

### 2.1 Mecânica dos fluidos: escoamento interno em tubos

Neste subcapítulo apresenta-se uma revisão dos conceitos teóricos relacionados com a Mecânica dos fluidos, relevantes para a caracterização do escoamento em estudo.

#### 2.1.1 Condições de escoamento

Considere-se um tubo, de raio  $r_0$  (figura 2.1), no interior do qual entra fluido com uma velocidade uniforme. Sabe-se que quando o fluido contacta uma superfície, os efeitos viscosos tornam-se importantes, pelo que começa a desenvolver-se uma camada limite, que cresce com o aumento de  $x$ . Com este desenvolvimento, a região de escoamento invíscido vai diminuindo, até que as camadas limite se juntam ao centro, e a partir desse momento, os efeitos viscosos estendem-se ao longo do resto do tubo e o perfil de velocidades já não se altera mais. O escoamento passa a estar completamente desenvolvido. A distância à entrada, para a qual se atinge esta condição, é denominada de comprimento de entrada hidrodinâmico  $x_{fd,h}$ . Em escoamento laminar, para um tubo circular, o perfil de velocidades completamente desenvolvido tem um formato parabólico. Em regime turbulento, o formato é mais uniforme devido à elevada mistura na direção radial que existe de fluido, devido à própria natureza deste regime (Incropera *et al.*, 2011).

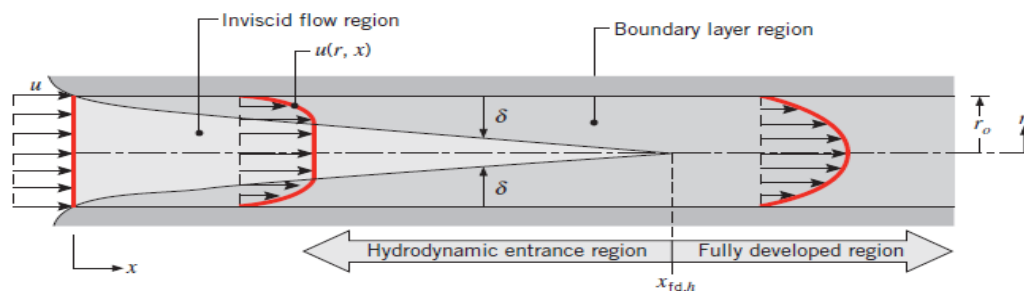


Figura 2.1: Desenvolvimento hidrodinâmico de uma camada limite na entrada de um tubo circular (Incropera *et al.*, 2011).

Em escoamento interno, é importante entender a extensão da região de entrada, que depende de o escoamento ser laminar ou turbulento. O número de Reynolds para um escoamento interno num tubo circular é definido como:

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu} \quad (2.1)$$

onde  $u_m$  é a velocidade média do fluido,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido e  $D$  é o diâmetro interno do tubo. Em escoamento completamente desenvolvido, o número de Reynolds crítico a partir do qual se inicia a transição para regime turbulento é:

$$Re_{D,c} \approx 2300 \quad (2.2)$$

Apesar de ser necessário obterem-se números de Reynolds da ordem de 10000 para se atingir um regime turbulento completamente desenvolvido. A transição costuma ocorrer na região de desenvolvimento da camada limite, na região de entrada (Incropera *et al.*, 2011).

Para regime de escoamento laminar ( $Re_D \leq 2300$ ), o comprimento de entrada hidrodinâmico pode ser obtido a partir da expressão seguinte:

$$\left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (2.1)$$

Esta expressão implica que o fluido entra no tubo e já tem um perfil de velocidade quase uniforme. Apesar de não existir nenhuma expressão concreta para o comprimento de entrada hidrodinâmico em regime turbulento, sabe-se que é aproximadamente independente do número de Reynolds, e em primeira aproximação,

$$10 \leq \left(\frac{x_{fd,h}}{D}\right)_{turb} \leq 60 \quad (2.4)$$

Em geral, assume-se que o escoamento em regime turbulento fica completamente desenvolvido para  $(x/D) > 10$  (Incropera *et al.*, 2011).

### 2.1.2 Velocidade média do fluido e caudal mássico

Uma vez que a velocidade do fluido varia na secção radial do tubo, quando se lida com escoamentos internos é necessário trabalhar com a velocidade média do fluido  $u_m$ . Multiplicando esta velocidade pela massa específica do fluido  $\rho$  e pela área da secção horizontal  $A_c$ , obtém-se o caudal mássico  $\dot{m}$  no tubo:

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (2.5)$$

Para escoamento estacionário e incompressível no interior de um tubo,  $\dot{m}$  e  $u_m$  são constantes independentes da coordenada axial  $x$ . A partir das equações (2.1) e (2.5), verifica-se que, para um escoamento num tubo circular ( $A_c = \pi D^2/4$ ), o número de Reynolds se reduz a:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (2.6)$$

Esta expressão será muito importante para calcular o número de Reynolds em função dos resultados experimentais (Incropera *et al.*, 2011).

### 2.1.3 Gradiente de pressão e fator de atrito

Para determinar a queda de pressão, é conveniente trabalhar com o fator de atrito de Moody (ou Darcy), que é um parâmetro adimensional definido por

$$f = \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right) D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (2.7)$$

Considerando um tubo finito, de comprimento  $\Delta x$ , em que o escoamento se encontra em regime laminar completamente desenvolvido na direção axial  $x$ , a equação (7) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$f = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta x}\right) D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (2.8)$$

Para escoamento laminar completamente desenvolvido, o fator de atrito é calculado usando a equação de Hagen-Poiseuille:

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (2.9)$$

Uma correlação usada para calcular o fator de atrito, para tubos lisos, em regime turbulento, desenvolvida por Petukhov, é a seguinte:

$$f = [0.790 \ln(Re_D) - 1.64]^{-2} \quad 3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \quad (2.10)$$

Outra correlação bastante usada para calcular o fator de atrito em tubos lisos é a equação de Blasius:

$$f = 0.316 Re^{-1/4} \quad Re \leq 20000 \quad (2.11)$$

O diagrama de Moody, representado na figura 2.2, ilustra a variação do fator de atrito com o número de Reynolds, para escoamento completamente desenvolvido (Incropera *et al.*, 2011).

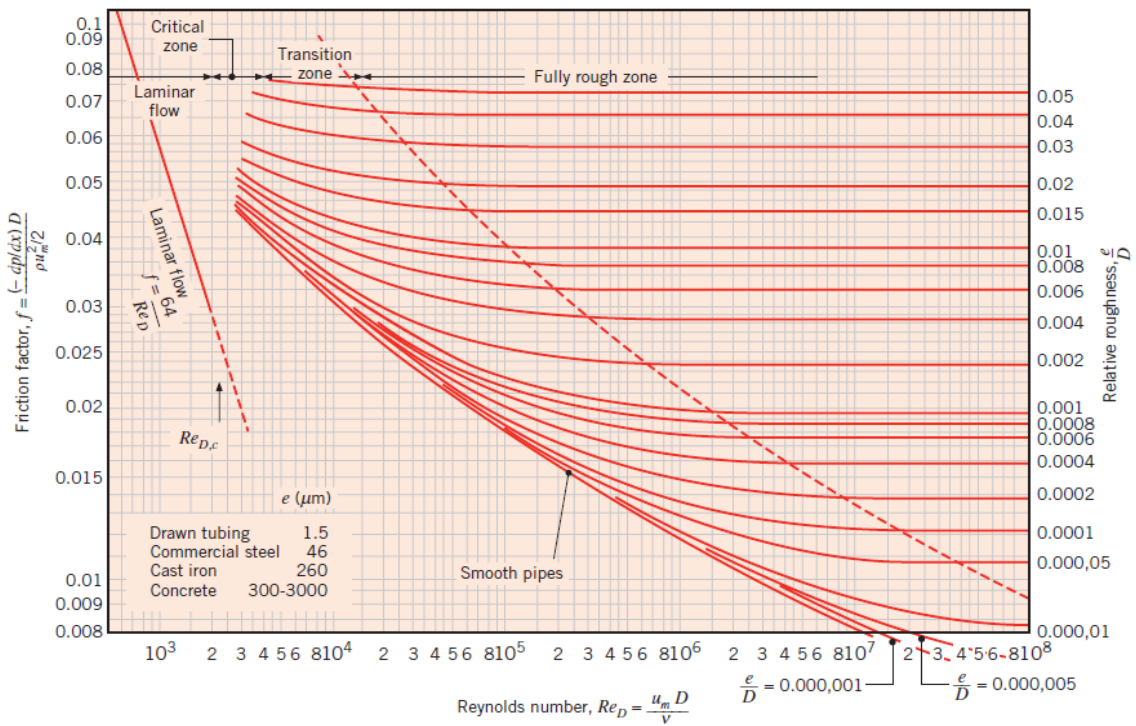


Figura 2.2: Diagrama de Moody (Incropera et al., 2011).

Romeo *et al.* (2001) fizeram uma revisão extensiva das correlações existentes na literatura para calcular o fator de atrito, e propuseram novas correlações usando modelos numéricos. Em primeiro lugar, recorda-se a correlação desenvolvida por Colebrook e White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.71} + \frac{2.52}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.12)$$

Onde  $\varepsilon$  é a rugosidade relativa da parede interna do tubo. Esta correlação é válida para  $0 < \frac{\varepsilon}{D} < 0.05$  e  $4000 < Re < 10^8$ .

Na revisão, Romeo *et al.* (2001) mencionam outras variantes de correlações para calcular o fator de atrito, e no fim criaram 3 modelos para obter novas correlações, sendo o modelo 3E o que obteve melhores resultados:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7065} - \frac{5.0272}{Re} \log \left( \frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.827} - \frac{4.567}{Re} \log \left( \left( \frac{\varepsilon}{D} \right)^{0.9924} + \left( \frac{5.3326}{208.815 + Re} \right)^{0.9345} \right) \right) \right) \quad (2.13)$$

Esta correlação é válida para  $3000 < Re < 1.5 \times 10^8$  e  $0 < \frac{\varepsilon}{D} < 0.05$ .

Ghajar *et al.* (2012) avaliaram os efeitos das diferentes geometrias de entrada do tubo e diferentes tipos de aquecimento no fator de atrito, na região de entrada e na região completamente desenvolvida do tubo, nos diferentes regimes de escoamento (laminar, de transição e turbulento). Posteriormente, apresentaram novas correlações para calcular o fator de atrito, nos regimes de escoamento laminar e de transição.

Em regime de escoamento laminar, na condição de temperatura da superfície do tubo constante, Ghajar *et al* (2012) obtiveram a seguinte correlação para calcular o fator de atrito:

$$f_{lam,iso} = \frac{1}{Re} \left( 16 + \frac{0.00314}{0.00004836 + 0.0609 \times \zeta^{1.28}} \right) \quad (2.14)$$

Onde  $\zeta = \frac{x/D}{Re}$ . Esta correlação é válida para  $799 < Re < 2240$  e  $3 < x/D < 200$ . Tem um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +28,1% e -26,1%.

Na condição de fluxo de calor constante aplicado ao longo do tubo, a correlação escreve-se da seguinte forma:

$$f_{lam,heat} = f_{lam,iso} \times \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^m \quad (2.15)$$

Onde  $m = -5.06 + 0.84 \times Pr^{0.23} Gr^{0.09}$ , onde  $Gr$  é o número de Grashof. Mais à frente irá ser explicado como se obtém. Esta correlação é válida para  $897 < Re < 2189$ ,  $7141 < Gr < 18224$ ,  $1.27 < \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) < 1.56$  e  $39 < Pr < 47$ . Esta correlação tem um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +25,2% e -29,0%.

O regime de transição é consideravelmente mais complexo, dado que os parâmetros da correlação dependem do tipo da geometria de entrada do tubo.

Em primeiro lugar, é necessário definir um coeficiente de atrito, na condição de temperatura constante da superfície do tubo  $C_{f,tr,iso}$ :

$$C_{f,tr,iso} = \left( \frac{16}{Re} \right) \{ [1 + (0.0049 Re^{0.75})^a]^{\frac{1}{a}} + b \} \quad (2.16)$$

Onde os coeficientes  $a$  e  $b$  dependem do tipo de entrada do tubo:

Com reentrância:  $a = 0.52, b = -3.47$  para  $2026 < Re < 3257; 3 < x/D < 200$

Com formato quadrangular:  $a = 0.5, b = -4.0$  para  $2111 < Re < 4141; 3 < x/D < 200$

Esta correlação apresenta um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +7,9% e -8,6%.

A partir desta correlação, pode-se calcular o fator de atrito, na condição de temperatura da superfície do tubo constante:

$$f_{tr,iso} = C_{f,tr,iso} \left[ 1 + \left( \frac{c}{x/D} \right) \right] \quad (2.17)$$

Onde o coeficiente  $c$  depende do tipo de geometria de entrada do tubo:

Com reentrância:  $c = 4.8$  para  $2019 < Re < 3257$ ;  $3 < x/D < 200$   
 Com formato quadrangular:  $c = 3.0$  para  $2109 < Re < 4184$ ;  $3 < x/D < 200$

Na condição de fluxo de calor constante aplicado ao longo do tubo, a correlação escreve-se da seguinte forma:

$$f_{tr,heat} = f_{tr,iso} \times \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^m \quad (2.18)$$

Onde o coeficiente  $m$  depende do tipo de geometria de entrada do tubo:

Com reentrância:  $m = -1.8 + 0.46Gr^{-0.13}Pr^{0.41}$  para  $1883 < Re < 3262$ ;  $19.1 < Pr < 46.5$ ;  $4560 < Gr < 24339$ ;  $1.12 < \mu/\mu_s < 1.54$

Com formato quadrangular:  $m = -1.13 + 0.48Gr^{-0.15}Pr^{0.55}$  para  $2084 < Re < 3980$ ;  $19.6 < Pr < 47.3$ ;  $6169 < Gr < 35892$ ;  $1.10 < \mu/\mu_s < 1.54$

Esta correlação apresenta um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +27,6% e -28,0%.

Andrade (2018) utilizou uma correlação desenvolvida por Hrycak e Andruskhiw (1974) para calcular o fator de atrito em regime de transição, para escoamento completamente desenvolvido:

$$f_{tr,heat} = 4(-3.1 \times 10^{-3} + 7.125 \times 10^{-6}Re - 9.7 \times 10^{-10}Re^{-10}) \quad (2.19)$$

Sendo válida para  $2100 < Re < 4500$ .

## 2.2 Transmissão de calor

Tendo revisto a mecânica de fluidos em escoamento interno, considere-se agora a transferência de calor. Considerando um fluido, com temperatura uniforme, que entra num tubo circular, como o da figura 2.3. Se essa temperatura for inferior à temperatura da superfície do tubo, começa a ocorrer transmissão de calor por convecção e desenvolve-se uma camada limite térmica. Se houver um fluxo de calor imposto ao longo do tubo ou se a temperatura da superfície deste for constante, a partir de certo ponto atinge-se a condição de escoamento completamente desenvolvido termicamente. Para escoamento laminar, a região de entrada térmica é definida a partir da seguinte expressão:

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05Re_DPr \quad (2.20)$$

Onde  $Pr$  é o número de Prandtl e  $x_{fd,t}$  é o comprimento de entrada térmico.



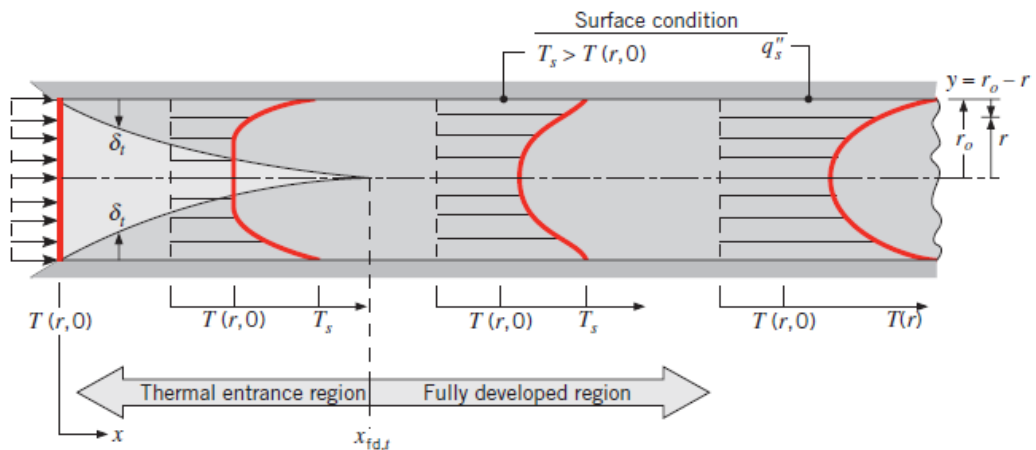


Figura 2.3: Desenvolvimento de uma camada limite térmica na entrada de um tubo circular (Incropera et al., 2011).

O número de Prandtl pode ser calculado a partir da seguinte expressão:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.21)$$

Onde  $C_p$  é o calor específico do fluido e  $k$  a sua condutividade térmica.

Caso  $Pr \approx 1$ , a espessura da camada limite hidrodinâmica tem um desenvolvimento aproximadamente igual à espessura da camada limite térmica. Se  $Pr > 1$ , a espessura da camada limite hidrodinâmica desenvolve-se mais cedo do que a camada limite térmica. Se  $Pr < 1$ , a espessura da camada limite hidrodinâmica desenvolve-se mais tarde do que a camada limite térmica.

A condição de escoamento completamente desenvolvido termicamente envolve muitas particularidades, mas antes de serem analisadas, há que introduzir o conceito de temperatura média do fluido e introduzir a lei de Newton para arrefecimento (Incropera *et al.*, 2011).

### 2.2.1 Temperatura média e lei de Newton para convecção

Admitindo que o fluido se encontra a uma temperatura média  $T_m$  e a superfície do tubo se encontra à temperatura  $T_s$ , pode-se exprimir a lei de arrefecimento de Newton da seguinte maneira:

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (2.22)$$

Onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção e  $q_s''$  é, portanto, o fluxo de calor aplicado.

Admitindo que o fluxo de calor aplicado não é nulo, a temperatura média do fluido  $T_m$  vai variando ao longo do tubo, ou seja,  $\frac{dT}{dx} \neq 0$  (Incropera *et al.*, 2011).

### 2.2.2 Condições de escoamento completamente desenvolvido termicamente

Uma vez que o perfil de temperaturas está sempre a variar com  $x$ , aparentemente nunca se atingiria uma situação em que o escoamento está completamente desenvolvido termicamente. No

entanto, introduzindo uma diferença de temperaturas adimensional, na forma  $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ , como o formato do perfil de temperaturas tende a ficar constante, é possível definir a condição de escoamento completamente desenvolvido termicamente, dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{f,d,t} = 0 \quad (2.23)$$

Se a temperatura da superfície do tubo  $T_s$  for constante, ou se houver um fluxo de calor  $q_s''$  aplicado constante (Incropera *et al.*, 2011).

A condição descrita acima é atingida, visto que o coeficiente de transferência de calor por convecção  $h$  diminui a partir da entrada do tubo até ficar constante, como é ilustrado na figura 2.4.

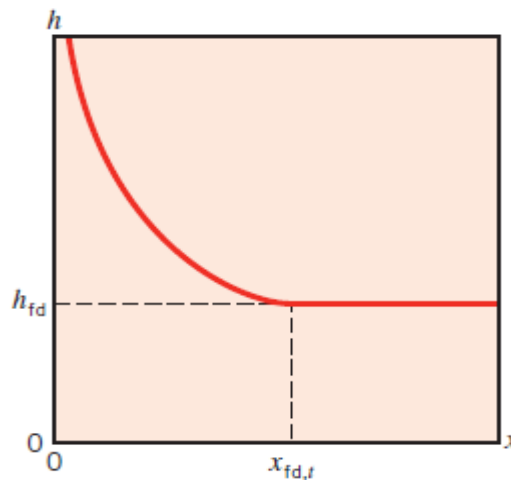


Figura 2.4: Evolução do coeficiente de convecção a partir da entrada do tubo (Incropera et al., 2011).

A partir do coeficiente de transferência de calor por convecção  $h$ , é possível calcular um parâmetro muito importante quando se estuda a transferência de calor, o número de Nusselt  $Nu$ . Este parâmetro pode ser calculado a partir da expressão seguinte:

$$Nu(x) = \frac{hx}{k} \quad (2.24)$$

Também é possível calcular o número de Nusselt médio  $\overline{Nu}$ :

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k} \quad (2.25)$$

Onde  $\bar{h}$  é o coeficiente de transferência de calor por convecção médio ao longo do tubo e  $L$  o comprimento do tubo.

Em escoamento laminar, para fluxo de calor constante, o número de Nusselt tende para um valor constante,  $Nu = 4,36$  (Incropera *et al.*, 2011).

### 2.2.3 Fluxo de calor constante

Em primeiro lugar, pode-se calcular a troca total de calor por convecção  $q_{conv}$  a partir da expressão seguinte:

$$q_{conv} = q_s''(P \times L) \quad (2.26)$$

Onde  $P$  é o perímetro do tubo e  $L$  o seu comprimento.

A troca total de calor por convecção  $q_{conv}$  também pode ser calculada a partir da expressão seguinte:

$$q_{conv} = \dot{m}C_p(T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (2.27)$$

Onde  $\dot{m}$  é o caudal mássico,  $C_p$  é o calor específico do fluido,  $T_{m,o}$  é a temperatura média do fluido à saída do tubo e  $T_{m,i}$  é a temperatura média do fluido à entrada do tubo.

Combinando estas duas expressões e integrando em  $x$ , obtém-se:

$$T_m(x) = T_{m,i} + \frac{q_s''P}{\dot{m}C_p}x \quad q_s'' = \text{constante} \quad (2.28)$$

Portanto, a temperatura média do fluido vai variando ao longo do tubo (Incropera *et al.*, 2011).

Admitindo que se tem um fluxo de calor constante aplicado na parede do tubo, a diferença de temperatura ( $T_s - T_m$ ) começa por ser pequena, mas vai aumentando até ficar constante, devido ao comportamento do coeficiente de convecção  $h$ . A figura 2.5 ilustra essa evolução (Incropera *et al.*, 2011).

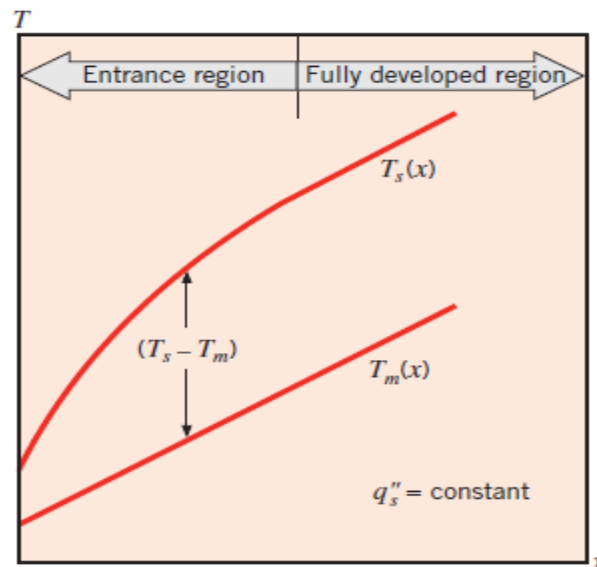


Figura 2.5: Variações na diferença de temperaturas ( $T_s - T_m$ ) ao longo do tubo (Incropera *et al.*, 2011).

## 2.2.4 Região de entrada

Em primeiro lugar, pode-se definir um parâmetro adimensional, chamado número de Graetz:

$$Gz_D \equiv (D/x) Re_D Pr \quad (2.29)$$

Para calcular o número de Nusselt médio  $\overline{Nu}$ , na região de entrada, Kays apresentou a seguinte relação:

$$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668Gz_D}{1 + 0.04Gz_D^{2/3}} \quad (2.30)$$

Assumindo  $Pr > 5$  (Incropera *et al.*, 2011).

## 2.2.5 Correlações para calcular o número de Nusselt

Para escoamento completamente desenvolvido, tanto hidrodinamicamente como termicamente, para um tubo circular liso, em regime turbulento, o número de Nusselt local  $Nu_D$  pode ser obtido a partir da seguinte correlação, desenvolvida por Dittus Boelter:

$$Nu_D = 0.023Re_D^{4/5}Pr^n \quad (2.31)$$

Onde  $n = 0.4$  quando o tubo é aquecido ( $T_s > T_m$ ) e  $n = 0.3$  quando o tubo é arrefecido ( $T_s < T_m$ ). Esta correlação é válida para as condições seguintes:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Outra correlação, usada quando existem grandes variações nas propriedades do fluido, é a desenvolvida por Sieder e Tate:

$$Nu_D = 0.027Re_D^{4/5}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_s}\right)^{0.14} \quad (2.32)$$

Onde todas as propriedades, exceto  $\mu_s$ , são avaliadas à temperatura  $T_m$ .

Esta correlação é válida para as seguintes condições:

$$\left[ \begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 16700 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Gnielinski desenvolveu uma correlação bastante precisa para tubos lisos ao longo de uma vasta gama de números de Reynolds:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.33)$$

Onde o fator de atrito  $f$  pode ser obtido a partir do diagrama de Moody ou da equação (2.10). Esta correlação é válida para  $0.5 \leq Pr \leq 2000$  e  $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$  (Incropera *et al.*, 2011).

Ghajar e Tam (1994) fizeram um estudo em que realizaram medições de transferência de calor em 3 tubos circulares com tipo de entrada diferente – Boca de sino; com reentrância; em formato quadrangular. Por fim, conseguiram desenvolver correlações para calcular o número de Nusselt nas regiões de escoamento laminar, de transição e turbulento, para os 3 tipos de entrada (Ghajar & Tam, 1993).

Para a região de escoamento laminar, desenvolveram a seguinte correlação para calcular o número de Nusselt (local):

$$Nu_l(x) = 1.24 \left[ \left( \frac{RePrD}{x} \right) + 0.025(GrPr)^{0.75} \right]^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.34)$$

Esta correlação é válida para  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $280 \leq Re \leq 3800$ ;  $40 \leq Pr \leq 160$ ;  $1000 \leq Gr \leq 2.8 \times 10^4$ ;  $1.2 \leq \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) \leq 3.8$

Esta correlação tem um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +15,4% e -16,9%.

Para a região de escoamento turbulento, desenvolveram a seguinte correlação para calcular o número de Nusselt (local):

$$Nu_t(x) = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.385} \left( \frac{x}{D} \right)^{-0.0054} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.35)$$

Esta correlação é válida para  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $7000 \leq Re \leq 49000$ ;  $4 \leq Pr \leq 34$ ;  $1.1 \leq \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) \leq 1.7$  e tem um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +10,5% e -10,3%.

Para a região de transição, o escoamento tem tanto características de regime laminar como de regime turbulento, pelo que a correlação desenvolvida para calcular o número de Nusselt no regime de transição depende simultaneamente de  $Nu_l(x)$  e  $Nu_t(x)$  obtidos das correlações anteriores:

$$Nu_{tr}(x) = \left\{ Nu_l + \exp \left[ \frac{a - Re}{b} \right] + Nu_t^c \right\}^c \quad (2.36)$$

As constantes  $a$ ,  $b$  e  $c$  dependem do tipo de geometria da entrada do tubo:

Com reentrância:  $a = 1766$ ,  $b = 276$ ,  $c = -0.955$ , onde  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $1700 \leq Re \leq 9100$ ;  $5 \leq Pr \leq 51$ ;  $4000 \leq Gr \leq 2.1 \times 10^5$ ;  $1.2 \leq \frac{\mu}{\mu_s} \leq 2.2$

Com formato quadrangular:  $a = 2617$ ,  $b = 207$ ,  $c = -0.950$ , onde  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $1600 \leq Re \leq 10700$ ;  $5 \leq Pr \leq 55$ ;  $4000 \leq Gr \leq 2.5 \times 10^5$ ;  $1.2 \leq \frac{\mu}{\mu_s} \leq 2.6$

Com formato em boca de sino:  $a = 6628$ ,  $b = 237$ ,  $c = -0.980$ , onde  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $3300 \leq Re \leq 11100$ ;  $13 \leq Pr \leq 77$ ;  $6000 \leq Gr \leq 1.1 \times 10^5$ ;  $1.2 \leq \frac{\mu}{\mu_s} \leq 3.1$

Esta correlação tem um erro absoluto máximo (em relação aos resultados experimentais deste estudo) de +25,1% e -23%.

Andrade *et al.* (2019) adaptaram algumas das correlações anteriores e corrigiram-nas com base nos resultados obtidos no seu estudo.

A correlação de Ghajar e Tam, que pode ser aplicada tanto na região de entrada como na região completamente desenvolvida do escoamento em regime laminar, foi adaptada:

$$Nu_l(x) = 1.24 \left[ \left( \frac{RePrD}{x} \right) + 0.025(GrPr)^{0.75} \right] \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.37)$$

Esta correlação é válida para  $3 \leq \frac{x}{D} \leq 192$ ;  $280 \leq Re \leq 3800$ ;  $49 \leq Pr \leq 160$ ;  $1.2 \leq \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right) \leq 3.8$ ;  $10000 < Gr < 28000$ .

Outra correlação usada para calcular o número de Nusselt em regime de escoamento laminar, para escoamento termicamente em desenvolvimento, desenvolvida por Petukhov (1967), que foi utilizada nesse estudo, é a seguinte:

$$Nu_l(x) = 1.55 \left( \frac{RePrD}{L} \right)^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (2.38)$$

Alternativamente o número de Nusselt em regime de escoamento turbulento, para escoamento completamente desenvolvido pode ser estimado pela correlação desenvolvida por Li e Xuan (2002), que foi utilizada nesse estudo, é a seguinte:

$$Nu_t(x) = 0.0059 Re^{0.9238} Pr^{0.4} \quad (2.39)$$

Esta correlação é válida para  $2500 \leq Re \leq 25000$  e tem uma precisão de aproximadamente 8%.

## 2.2.6 Número de Grashof

Andrade *et al.* (2019) estudaram a transferência de calor em escoamento interno, tanto em desenvolvimento como completamente desenvolvido, em tubos lisos. Um parâmetro que utilizaram no estudo foi o número de Grashof.

O número de Grashof  $Gr$  é um parâmetro adimensional, muito utilizado em Mecânica dos fluidos e Transmissão de calor. Traduz o rácio da força de impulsão para as forças viscosas que atuam num fluido. Em tubos, é calculado a partir da seguinte correlação:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_m)D^3}{\nu^2} \quad (2.40)$$

Onde  $g$  é a aceleração gravítica da Terra ( $9.81\text{m/s}^2$ ),  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica,  $T_s$  é a temperatura da superfície do tubo,  $T_m$  é a temperatura média do fluido,  $D$  é o diâmetro do tubo e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

## 2.2.7 Fator j-Colburn

Meyer e Everts (2017) estudaram a transferência de calor em escoamento interno, tanto em desenvolvimento como completamente desenvolvido, em tubos lisos. Um parâmetro que utilizaram no estudo foi o Fator j-Colburn.

O Fator j-Colburn  $j$  é um parâmetro bastante usado em Mecânica dos fluidos e Transmissão de calor. Para esta dissertação, é particularmente útil para identificar a região de transição do escoamento laminar para o turbulento, de acordo com o critério definido por Meyer e Everts (2017). O fator j-Colburn é definido por:

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (2.41)$$

A figura 2.6 ilustra a utilidade em calcular este parâmetro e a sua derivada para definir o início da transição do regime de escoamento laminar para o turbulento, de acordo com o critério definido por Meyer e Everts (2017).  $Re_{cr}$  é o número de Reynolds para o qual começa a transição,  $Re_{qt}$  é o número de Reynolds para o qual o escoamento já está a ficar quase turbulento, e a partir de  $Re_t$  o escoamento já é considerado completamente turbulento.

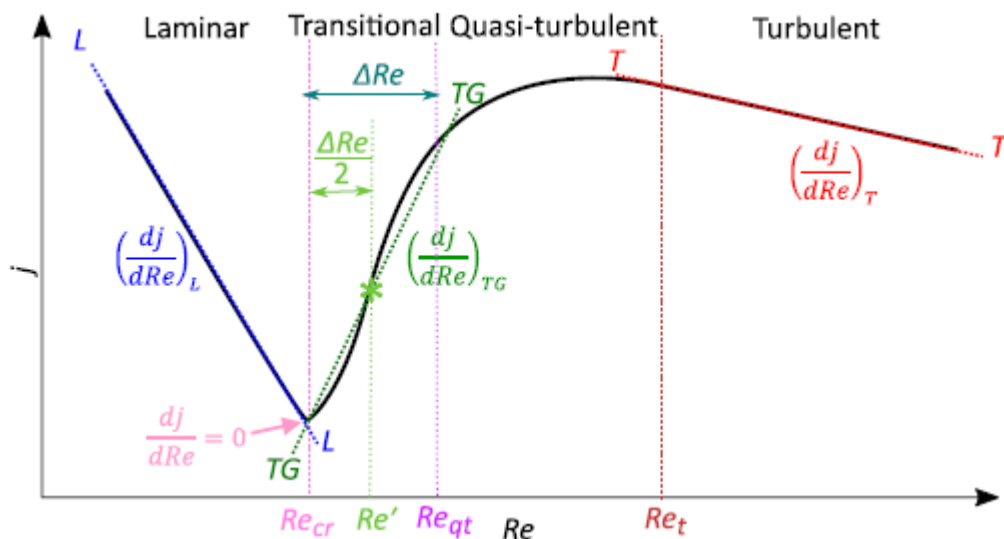


Figura 2.6: Representação esquemática dos diferentes regimes de escoamento, em termos de o fator j-Colburn em função do número de Reynolds. (Meyer & Everts, 2017).

## 2.2.8 Número de Richardson

Andrade *et al.* (2019) estudaram a transferência de calor em escoamento interno, tanto em escoamento em desenvolvimento como em escoamento completamente desenvolvido, em tubos lisos. Um parâmetro que utilizaram no estudo foi o número de Richardson.

O número de Richardson é um parâmetro adimensional que expressa o quanto a convecção natural influencia o escoamento, relativamente à convecção forçada. Este parâmetro é bastante importante quando se estudam fenômenos onde exista convecção, dado que a presença de convecção natural pode afetar significativamente a transferência de calor através do chamado escoamento secundário. Diz-se que a convecção natural é desprezável se  $Ri < 0.1$ , a convecção forçada é desprezável se  $Ri > 10$ , e se  $0.1 < Ri < 10$ , ambos os tipos de convecção são importantes.

O número de Richardson pode ser calculado a partir da expressão:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (2.42)$$

### 2.2.9 Desempenho térmico

Promvonge e Thianpong (2008) estudaram o desempenho térmico em escoamento interno, turbulento em tubos, para diferentes tipos de reentrâncias presentes no interior dos mesmos. Um dos parâmetros utilizados, que serve para determinar o desempenho térmico de um fluido, foi o fator de desempenho térmico (em inglês "Thermal performance factor"). Para o presente trabalho, o interesse é calcular o desempenho térmico de um fluido em relação a água destilada. Neste caso, este parâmetro é calculado a partir da seguinte expressão:

$$TP = \frac{Nu_f}{Nu_a} \left( \frac{f_f}{f_a} \right)^{1/3} \quad (2.43)$$

Onde  $Nu_f$  e  $Nu_a$  representam os números de Nusselt e  $f_f$  e  $f_a$  representam os fatores de atrito de um fluido e água destilada respectivamente (Promvonge & Thianpong, 2008).







### 3 Metodologia e Implementação Experimental

Neste capítulo descrevem-se todos os pormenores acerca da instalação e procedimento experimental, bem como todos os métodos utilizados no tratamento de dados, e no cálculo de incertezas.

#### 3.1 Instalação Experimental

A instalação experimental utilizada foi desenvolvida por Nikulin *et al.* (2018). Consiste numa instalação de convecção, onde um fluido percorre um tubo num circuito fechado, podendo ser analisados diversos parâmetros e características do escoamento numa ampla gama de regimes, desde o laminar ao turbulento.

A instalação experimental e todos os seus componentes encontra-se representada na figura seguinte. Os símbolos T e dP referem-se, respetivamente, aos sensores de temperatura e de pressão.

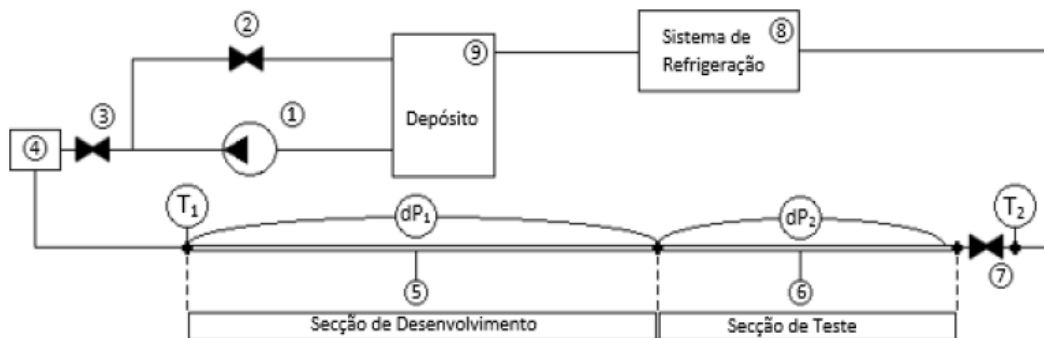


Figura 3.1: Ilustração esquemática da instalação experimental: (1) Bomba hidráulica; (2) e (3) Válvula; (4) Caudalímetro; (5) Secção de desenvolvimento; (6) Secção de teste; (7) Válvula tipo esfera de ajuste fino; (8) Sistema de mistura, aquecimento e refrigeração; (9) Depósito de abastecimento, (adaptado de Andrade, 2018).

Nesta experiência recorre-se a uma bomba magnética de pás rotativas (1), através da qual a pressão do fluido de trabalho é elevada, obrigando-o assim a percorrer a instalação experimental. A bomba encontra-se conectada a um conversor de frequência que permite regular o caudal mássico debitado na instalação. A válvula (2) auxilia a regulação do caudal. Assim, quando aberta esta válvula obriga uma fração de caudal a recircular na direção do depósito de abastecimento (9) diminuindo assim a fração de caudal que percorre a restante parte da instalação. Deste modo, à medida que a válvula (2) é fechada, a fração de caudal recirculado diminui na direção do depósito e aumenta na restante parte da instalação. A jusante da bomba, o fluido atravessa um caudalímetro do tipo Coriolis (4), no qual é medido o caudal mássico, a massa volúmica e a temperatura a que o fluido se encontra. De seguida, o fluido percorre a secção de desenvolvimento (5) composta por um tubo circular de aço inoxidável AISI 304 com um comprimento de 0,65 m, e um diâmetro interno de 3,505 mm. O comprimento do tubo foi definido de forma a assegurar que o escoamento no interior se

encontra hidrodinamicamente desenvolvido antes de entrar na secção de teste (6). A secção de teste (6), representada na Fig. 3.2, encontra-se soldada à secção de desenvolvimento (5) e é composta por um tubo de aço inoxidável AISI 304, de comprimento 2,4 m, um diâmetro interno de 3,505 mm (Andrade, 2018).

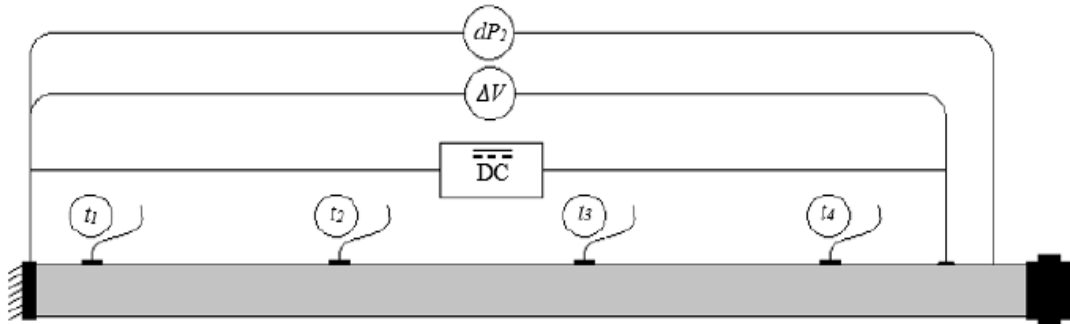


Figura 3.2: Representação esquemática da Secção de Teste, onde  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  e  $t_4$  representam os sensores de temperatura, DC representa a fonte de alimentação,  $\Delta V$  o multímetro e  $dP_2$  o sensor diferencial de pressão, Andrade, (2018).

De forma a facilitar o processo de soldadura optou-se por utilizar tubos com secções de diâmetro idênticas, permitindo assim uma ligação entre a secção de desenvolvimento (5) e a secção de teste (6) mais suave e, conseqüentemente, a redução das perturbações ao nível do escoamento causadas por ligações hidráulicas convencionais e por discontinuidades de diâmetro. A secção de teste é aquecida por efeito de Joule, sendo ligada diretamente a uma fonte de alimentação DC (HY5050EX da VOLTEQ), de modo a assegurar um fluxo de calor uniforme na superfície do tubo (2,4 m de comprimento). A potência elétrica que é efetivamente aplicada na superfície do tubo é medida por um multímetro, ligado à entrada e à saída da secção de teste, para contabilizar a potência elétrica que é dissipada pelos cabos condutores (Andrade, 2018).

Ao longo da superfície do tubo de teste instalaram-se quatro sensores de temperatura do tipo K da Omega, com uma distância entre si de aproximadamente 600 mm, permitindo assim determinar a temperatura da superfície em quatro pontos distintos. Para além disso, foram ainda instalados dois sensores de temperatura do tipo K: ( $T_1$ ) à entrada da secção de desenvolvimento (5) e ( $T_2$ ) à saída da secção de teste (6). No último sensor foram identificados problemas na medição da temperatura do fluido, tendo-se por isso instalado uma válvula de corte fino semiaberta (7) imediatamente antes do sensor. Assim, a válvula (7) opera como câmara de mistura, promovendo uma melhor mistura do fluido e, conseqüentemente, uma medição mais precisa da temperatura média de escoamento ao nível do sensor ( $T_2$ ) (Andrade, 2018).

Por fim, o fluido escoava para um sistema de mistura, aquecimento e refrigeração (8), atravessando de seguida o depósito de abastecimento (9) antes de regressar à bomba hidráulica, completando assim o circuito fechado (Andrade, 2018).

## 3.2 Instrumentação

Para efetuar as experiências, utilizou-se uma série de equipamentos, presentes na instalação experimental:

### Bomba Hidráulica

Utilizou-se uma bomba magnética de pás rotativas da GemmeCotti, da série HTP 300, capaz de fornecer um caudal volumétrico de 300 litros/hora, conseguindo atingir uma pressão máxima de 13 bar a uma velocidade de rotação de 1400rpm (Fig. 3.3). A temperatura de trabalho suportada varia entre os -70°C e os 250°C (Andrade, 2018).



Figura 3.3: Bomba magnética de pás rotativas. Especificações:

<http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2016/08/HTP-Pompe-a-palette-a-trascinamento-magnetico.pdf>.

### Conversor de Frequência

O conversor de frequência (modelo CIMR-JC4A0002BAA da YASKAWA J1000), representado na Fig. 3.4, encontra-se conectado à bomba hidráulica, para regular o seu caudal, como mencionado anteriormente (Andrade, 2018).



Figura 3.4: Conversor de frequência. Especificações:

<https://mobile.yaskawa.com/delegate/getAttachment?documentId...cmd...pdf>

### Sensor de caudal

A Fig. 3.5 mostra o caudalímetro Coriolis de baixo caudal mássico, modelo mini CORI-FLOW M15. Este sensor garante uma elevada precisão não só para líquidos, como também para gases e possui uma gama de medição entre os 0.2 kg/h e os 300 kg/h com uma precisão de 0.2%. Este sensor é capaz de fornecer medições de massa volúmica e ainda apresenta um sensor que mede a temperatura do fluido com uma precisão de  $\pm 5 \text{ kg/m}^3$  e  $\pm 0.5^\circ\text{C}$ , respetivamente. Suporta pressões até 100 bar e temperaturas dos  $0^\circ\text{C}$  aos  $70^\circ\text{C}$ . A alimentação e o tratamento dos dados do sensor foram efetuados de acordo com as especificações e os dados experimentais foram obtidos através da plataforma de aquisição FlowDDE. Este sensor também mede a viscosidade do fluido à temperatura que é medido (Andrade, 2018).



Figura 3.5: Sensor de caudal mássico CORI-FLOW M15. Especificações:

<https://www.bronkhorst.com/products/liquid-flow/mini-cori-flow/m15/>

### Sensores de pressão

De forma a medir a diferença de pressão entre dois pontos distintos, utilizaram-se dois sensores de pressão diferenciais representados na Fig. 3.6. Os sensores de pressão diferenciais são da OMEGA e os respetivos modelos são o PX2300-100DI, cuja gama de medição varia entre 0 bar e 0.689 bar (0 psi a 10 psi) e o PX2300-10DI, que apresenta uma gama de medição de 0 bar a 6.89 bar (0 psi a 100 psi). O PX2300-100DI foi utilizado para medir a diferença de pressão ao longo da secção de desenvolvimento, enquanto que o PX2300-10DI foi utilizado na secção de teste. Ambos os sensores de pressão diferencial apresentam uma precisão de  $\pm 0.25\%$  a temperatura constante e conseguem operar a temperaturas de fluido entre os  $-18^{\circ}\text{C}$  e  $80^{\circ}\text{C}$ . A alimentação e o tratamento dos dados do sensor foram efetuados de acordo com as especificações (Andrade, 2018).



Figura 3.6: Sensor diferencial de pressão PX2300-10DI e PX2300-100DI. Especificações:

<https://www.omega.com/pressure/pdf/PX2300.pdf>

### Unidade de refrigeração

Na instalação foi utilizada uma unidade de refrigeração da Embraco de modelo UNT6222GK, representada na Fig. 3.7. Esta é capaz de refrigerar a uma potência máxima de 2500 W e o refrigerante que circula na unidade é o R404A (Andrade, 2018).



Fig. 3.7 - Unidade de refrigeração. Especificações: [http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488\\_1.pdf](http://www.embraco.com/catalog/pdfs/FT003488_1.pdf)

### Fonte de alimentação

Nesta instalação foi utilizada uma fonte de alimentação de corrente contínua de alta tensão e corrente, do modelo VOLTEQ HY5050EX, representada na Fig. 3.8. Esta fonte de alimentação apresenta dois manípulos que permitem regular não só a tensão, como também a intensidade de corrente permitindo atingir 2500 W de potência máxima. Esta fonte de alimentação tem como *input* de tensão os 220-240 V; como *output* os 0-50 V; e intervalo de intensidade de corrente de 0-50 A. A estabilização da tensão, intensidade de corrente e potência apresentam uma precisão de 0.2%, 0.5% e 0.3%, respetivamente (Andrade, 2018).



Fig. 3.8 – Fonte de Alimentação DC. Especificações: <http://www.volteq.com/volteq-power-supply-hy5050ex-50v-50a-over-voltage-over-current-protection-110v-input.html>.

### Multímetro

Foi utilizado o multímetro digital da Tektronix, apresentado na Fig. 3.9, cujo modelo se designa por DMM4020. Este foi apenas utilizado para a medição da diferença de potencial entre dois pontos, no entanto, ainda permite medir a intensidade de corrente e o valor de resistências. A incerteza inerente a este instrumento relativamente à medição da tensão é de aproximadamente 0.015 V, (Andrade, 2018).





Fig. 3.9 – Multímetro digital utilizado para medir a diferença de potencial na secção de teste. Especificações: <https://www.tek.com/linkclickcount?nid=72376&url=http%3A//download.tek.com/datasheet/Tektronix-DMM4020-Digital-Multimeter-Datasheet-6.pdf>

### Sistema de aquisição

Os sinais lidos pelos sensores de temperatura foram adquiridos por uma placa de aquisição DT9828 da DATA TRANSLATION, representada na Fig. 3.10. Uma das extremidades de cada placa é conectada ao PC através de um cabo USB, enquanto a outra extremidade é utilizada para fazer a ligação de todos os sensores aos canais analógicos da mesma. Desta forma é possível, através do software computacional QuickDAQ, converter a tensão fornecida pelos sensores em valores de temperatura. A DT9828 possui oito canais de entrada para sensores de temperatura, tendo uma alta precisão (0.09 °C) (Andrade, 2018).



Fig. 3.10 – Placa de aquisição DT9828. Especificações DAQ: <https://www.mccdaq.com/pdfs/specs/DT9828Datasheet.pdf>

A aquisição dos sensores de pressão é efetuada através de um dispositivo de aquisição de dados RIGOL da série M300 (figura 3.11). Os sensores são conectados diretamente no RIGOL que por sua vez é conectado ao PC através de um cabo USB, sendo a aquisição de dados realizada através do software fornecido pelo próprio sistema (Andrade, 2018).



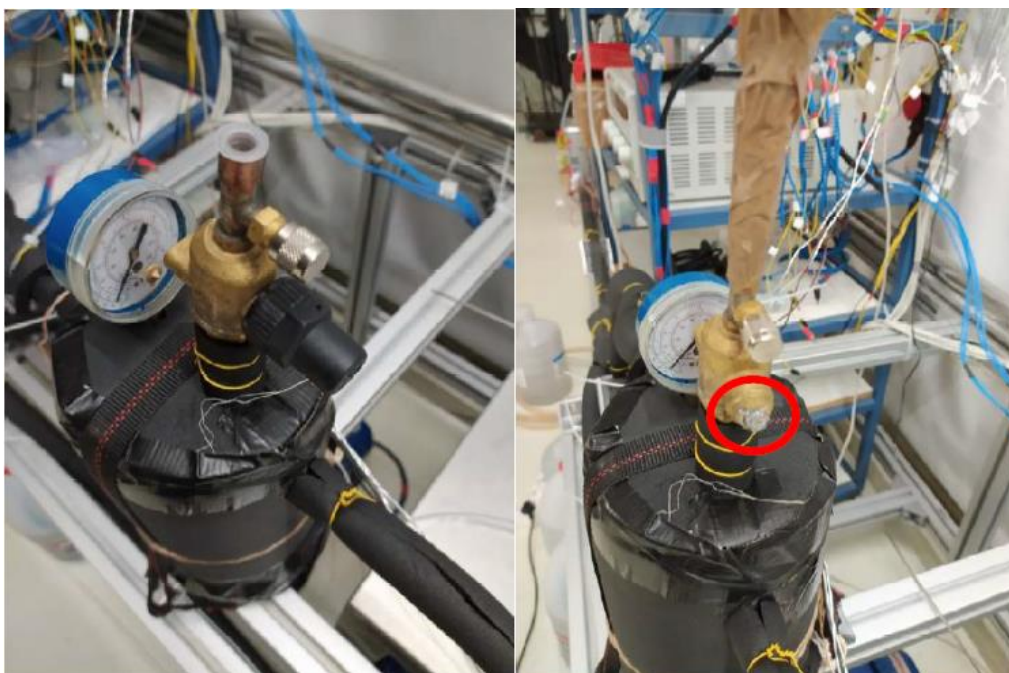
Fig. 3.11 – Sistema de aquisição de dados RIGOL. Especificações:  
<http://beyondmeasure.rigoltech.com/acton/attachment/1579/f-04e2/0/-/-/-/file.pdf>

### 3.3 Procedimento Experimental

O procedimento experimental deste trabalho envolve várias etapas: 3.3.1 - Enchimento/Drenagem do sistema; 3.3.2 – Ativação do equipamento necessário; 3.3.3 – Aquisição e registo dos dados. De seguida, estes subcapítulos são apresentados.

#### 3.3.1 Enchimento/Drenagem do sistema

O sistema deve ser cheio com pelo menos 1,5 litros de fluido para funcionar com segurança, visto que a bomba não deve operar em vazio (evitar a formação de bolhas de ar, que podem danificar a bomba). A quantidade recomendada é de pelo menos 2 litros. O processo de enchimento está representado nas figuras seguintes.



Figs. 3.12 e 3.13 – Bocal do sistema e válvula de enchimento.

Para se encher o sistema, tira-se a tampa cinzenta no topo e usa-se um funil para introduzir o fluido. Antes de se encher, abre-se primeiro a válvula de enchimento (em destaque a vermelho na imagem). Após cheio, fecha-se novamente a válvula e coloca-se a tampa.

Se se quiser drenar o sistema, retira-se o sensor de temperatura (fio vermelho) e com uma chave de bocas e uma chave inglesa retira-se a porca que prende as duas partes (figura 3.14).

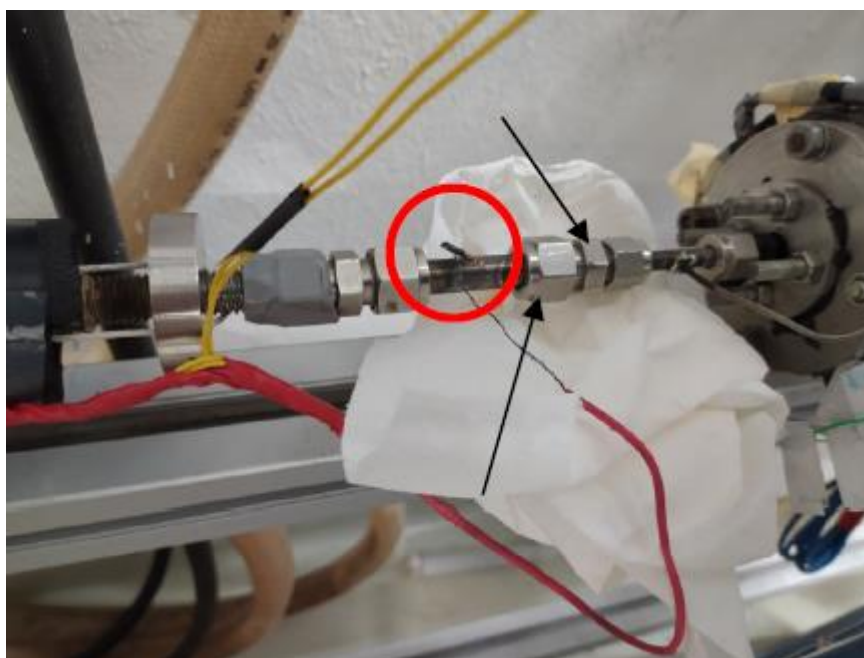


Fig. 3.14 – Sensor de temperatura de entrada da secção de desenvolvimento (a vermelho) e porca que prende as duas partes do sistema.

Após aberto o sistema, usa-se um garrafão para introduzir a extremidade do tubo, liga-se a bomba e espera-se que deixe de sair fluido pela extremidade do tubo (quando fica praticamente vazio o sistema), e desliga-se novamente a bomba. De seguida, volta-se a juntar os tubos, aperta-se a porca e o sistema está pronto para ser novamente introduzido fluido no seu interior.

### 3.3.2 Ativação do equipamento necessário

Estando o fluido introduzido no sistema, liga-se o equipamento necessário para se efetuar os ensaios e a recolha de dados. Em primeiro lugar, ligam-se as extensões, uma junto ao computador, e outra junto à bomba. De seguida, liga-se o cabo azul (referente à bomba) atrás do RIGOL e o cabo preto atrás do VOLTEQ, caso se queira fluxo de calor aplicado, ligando-se o RIGOL a seguir.



Fig. 3.15 – Tomadas e cabos da bomba e VOLTEQ.

### 3.3.3 Aquisição e registo dos dados

Estando todos os equipamentos necessários ligados, resta apenas abrir os programas necessários no computador para começar os ensaios, nomeadamente, o RIGOL\_M300\_TOOLS\_ULTRAACQUIRE, o FLOWDDE, iniciar a comunicação com o sensor Coriolis e abrir de seguida o FLOWPLOT. Verificar através do FLOWPLOT se a temperatura do fluido e caudal mássico se encontram às condições desejadas: se a temperatura do fluido estiver abaixo do intervalo pretendido, liga-se o sistema de aquecimento e desliga-se ao atingir a temperatura

desejada; se a temperatura do fluido estiver acima do intervalo pretendido, liga-se o sistema de arrefecimento e desliga-se ao atingir a temperatura desejada; ajustar a válvula junto à bomba e/ou a frequência no conversor de frequência (conectado à bomba) de modo a atingir o caudal pretendido.

Após se obterem as condições de trabalho desejadas para serem analisadas, faz-se a aquisição de dados, usando os programas para tal. Tanto o RIGOL como o FLOWPLOT devolvem os dados medidos em ficheiros de excel, contendo informação sobre os ensaios realizados. Esses dados são então tratados como descrito na próxima subsecção.

### 3.4 Tratamento dos dados experimentais

Os dados experimentais foram tratados, seguindo-se o procedimento abaixo descrito:

Em primeiro lugar, avaliaram-se as propriedades do fluido, nomeadamente a viscosidade dinâmica,  $\mu$ , o calor específico a pressão constante,  $C_p$ , e a condutividade térmica,  $k$ , à temperatura  $\bar{T}$ :

$$\bar{T} = T_o + \frac{\Delta T}{2} \quad (3.1)$$

Onde  $T_o$  é a temperatura média medida no sensor de caudal e  $\Delta T = T_2 - T_1$ .

Num tubo, o número de Reynolds é calculado da seguinte forma:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D_h \mu} \quad (3.2)$$

Onde  $D_h$  representa o diâmetro hidráulico do tubo e  $\dot{m}$  representa o caudal mássico. Visto que o tubo usado é circular,  $D_h \equiv D$ .

A velocidade média do fluido foi obtida do seguinte modo:

$$u_m = \frac{4\dot{m}}{\rho \pi D_h^2} \quad (3.3)$$

Onde  $\rho$  representa a massa volúmica do fluido de trabalho.

Para obter o fator de atrito, usou-se a seguinte expressão:

$$f = \frac{2D_h \Delta p}{\rho u_m^2 L} \quad (3.4)$$

Onde  $\Delta p$  representa a perda de carga ao longo do tubo, e  $L$  o comprimento entre as duas tomadas de pressão, do sensor diferencial de pressão.

O número de Prandtl  $Pr$  foi obtido com base nas propriedades do fluido de trabalho através da seguinte equação:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.5)$$

A potência média em [W] transferida para o fluido de trabalho foi calculada a partir da seguinte expressão:

$$\dot{q} = \dot{m}C_p\Delta T \quad (3.6)$$

Uma média aritmética, dada pela equação seguinte, permitiu obter a temperatura média da superfície do tubo:

$$\bar{T}_s = \frac{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}{4} \quad (3.7)$$

O cálculo do valor médio do coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$\bar{h} = \frac{\dot{m}C_p\Delta T}{\pi D_h L_{aquecido}(\bar{T}_s - \bar{T})} \quad (3.8)$$

Onde  $L_{aquecido}$  é o comprimento do tubo de teste sujeito a aquecimento. Assim foi possível obter o número de Nusselt médio  $\overline{Nu}$ , a partir da expressão seguinte:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}D_h}{k} \quad (3.9)$$

De seguida, calculou-se o fator-j de Colburn  $j$ :

$$j = \frac{Nu}{RePr^{1/3}} \quad (3.10)$$

O número de Grashof  $Gr$  também foi obtido:

$$Gr = \frac{g\beta(\bar{T}_s - \bar{T})D^3}{\nu^2} \quad (3.11)$$

Onde  $g$  representa a aceleração gravítica da Terra (9.81m/s<sup>2</sup>) e  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica avaliado à temperatura  $\bar{T}$ .

Por fim, o número de Richardson  $Ri$  também foi calculado:

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (3.12)$$

Neste estudo, o erro relativo dado em percentagem foi determinado, usando a expressão seguinte:

$$\%erro = \frac{|V_m - V_p|}{V_p} \times 100 \quad (3.13)$$

Onde  $V_m$  simboliza o valor medido e  $V_p$  o valor previsto, de acordo com a literatura. Assim, o erro relativo médio em percentagem é dado pela seguinte expressão:

$$\overline{\%erro} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{|V_{mi} - V_{pi}|}{V_{pi}} \times 100 \quad (3.14)$$

Onde  $N$  simboliza o número total de pontos da amostra utilizada, Andrade, (2018).

### 3.5 Condições experimentais de trabalho estudadas

Para este trabalho, selecionaram-se 3 misturas diferentes de água e etilenoglicol, nomeadamente, (em volume) 20% etilenoglicol e 80% água, 35% etilenoglicol e 65% água, e 50% etilenoglicol e 50% água, para depois comparar com a base de referência, água destilada. A temperatura à entrada da secção de desenvolvimento foi fixa, mantendo-se aproximadamente a 25°C. Os ensaios foram realizados para 3 fluxos de calor diferentes, 10, 20 e 30 kW/m<sup>2</sup>, e compararam-se com as condições adiabáticas (sem fluxo de calor aplicado) que se usaram como referência para a validação do sistema experimental. Visto que a viscosidade dinâmica varia de mistura para mistura, os caudais necessários para obter os mesmos números de Reynolds variam.

Na tabela 3.1 estão representados valores de propriedades termofísicas dos vários fluidos estudados a 25°C, de forma a ajudar a clarificar o que se obteve nos resultados descritos a seguir.

**Tabela 3.1** - Valores de propriedades termofísicas dos vários fluidos estudados a 25°C [12], [17] e [20].

Propriedade termofísica	Água destilada	20% etilenoglicol e 80% água	35% etilenoglicol e 65% água	50% etilenoglicol e 50% água
Massa específica do fluido, $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	997	1028	1052	1076
Número de Prandtl, $Pr$	6,13	13*	16*	30*
Viscosidade dinâmica, $\mu$ [Pa*s]	0,00089	0,00146	0,00258	0,00309
Calor específico, $C_p$ [J/Kg*K]	4138	3958	3675	3402

\* Valores aproximados.

As tabelas 3.2 a 3.5 descrevem as gamas de variação de diferentes parâmetros medidos e calculados nos ensaios, em condições adiabáticas e para os 3 fluxos de calor diferentes.

**Tabela 3.2** - Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de sem fluxo de calor aplicado.

Intervalo	Unidades
$0,00174 < \dot{m} < 0,0255$	(kg/s)
$24,30 < T_{out} < 26,40$	(°C)
$23,50 < T_{in} < 26,30$	(°C)
$0,01 < \Delta T < 0,35$	(°C)
$660 < Re < 7155$	(-)

**Tabela 3.3** - Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado =  $10\text{kW/m}^2$ .

Intervalo	Unidades
$0,0017 < \dot{m} < 0,0255$	(kg/s)
$30,26 < T_{out} < 67,41$	(°C)
$23,80 < T_{in} < 26,60$	(°C)
$3,91 < \Delta T < 42,31$	(°C)
$739 < Re < 7393$	(-)
$3,97 < Pr < 28,67$	(-)
$5,67 < Nu < 95,61$	(-)
$38 < Gr < 2946$	(-)

**Tabela 3.4** - Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado =  $20\text{kW/m}^2$ .

Intervalo	Unidades
$0,0024 < \dot{m} < 0,0253$	(kg/s)
$30,96 < T_{out} < 85,24$	(°C)
$24,00 < T_{in} < 27,60$	(°C)
$6,96 < \Delta T < 58,44$	(°C)
$930 < Re < 8097$	(-)
$3,29 < Pr < 26,07$	(-)
$6,88 < Nu < 74,43$	(-)
$89 < Gr < 5136$	(-)



**Tabela 3.5** - Descrição das condições de trabalho estudadas para o regime de fluxo de calor aplicado =  $30\text{kW/m}^2$ .

Intervalo	Unidades
$0,0032 < \dot{m} < 0,0255$	(kg/s)
$38,19 < T_{out} < 96,27$	(°C)
$24,70 < T_{in} < 28,00$	(°C)
$11,39 < \Delta T < 69,47$	(°C)
$1281 < Re < 8426$	(-)
$2,95 < Pr < 25,03$	(-)
$7,55 < Nu < 119,36$	(-)
$165 < Gr < 6796$	(-)

### 3.6 Incertezas e sua propagação

A presente subsecção apresenta as incertezas associadas às medições experimentais.

Quando se mede algum valor de uma propriedade física obtida experimentalmente, estamos apenas a obter uma estimativa desse valor, ou seja, existe sempre uma incerteza associada. Ou seja, um resultado só se apresenta completamente descrito quando vem acompanhado da sua incerteza. Para além da incerteza do valor medido, existe sempre a incerteza associada ao próprio equipamento de medição, que tem de ser tido em conta sempre (Taylor & Kuyatt, 1994).

Em geral, existem dois tipos de incertezas – aleatórias e sistemáticas. A incerteza aleatória usualmente aparece no tratamento de um conjunto de dados, enquanto que a incerteza sistemática costuma estar associada ao equipamento e normalmente é fornecida pelo vendedor desse equipamento (Taylor & Kuyatt, 1994).

Estas incertezas são habitualmente quantificadas usando um parâmetro designado por incerteza combinada  $u_c$ , que junta os efeitos das duas incertezas mencionadas anteriormente. O método de determinar as incertezas desta forma é geralmente conhecido como a “Lei de propagação das incertezas”. Assim, é possível aplicar um intervalo confiança que abranja uma fração de distribuição de probabilidades que contenha o resultado medido e a sua incerteza e assim determinar a incerteza global,  $U$ , dada por:

$$U = ku_c \quad (3.15)$$

Onde  $k$  é o fator de expansão relacionado com o intervalo de confiança aplicado (Taylor & Kuyatt, 1994).

O valor de  $k$  é decidido consoante o intervalo de confiança que se pretende. No presente estudo foi utilizado o valor de  $k=2$ , valor que corresponde a uma distribuição normal com um intervalo de confiança de aproximadamente 95%, segundo Taylor e Kuyatt (1994).

A avaliação das incertezas foi realizada de acordo com Taylor e Kuyatt (1994), sendo primeiro feita uma avaliação das variáveis aleatórias e depois das variáveis sistemáticas. Assim, para o primeiro caso considerou-se uma variável aleatória  $X_i$  cujo valor foi estimado por  $n$  observações independentes  $X_{i,k}$  de  $X_i$  sempre nas mesmas condições. Deste modo, para obter o valor estimado  $x_i$  recorreu-se à equação:

$$x_i = \bar{X}_i = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n X_{i,k} \quad (3.15)$$

Sendo  $\bar{X}_i$  o valor médio da variável aleatória.

Aplicando o desvio padrão, pode-se calcular a incerteza do valor estimado, usando a equação seguinte:

$$u(x_i) = s(\bar{X}_i) = \left( \frac{1}{n(n-1)} \sum_{k=1}^n (X_{i,k} - \bar{X}_i)^2 \right)^{1/2} \quad (3.16)$$

Para avaliar a incerteza de uma variável sistemática  $x_j$ , um intervalo contendo todos os valores é estabelecido, estimando os limites superior  $a_+$  e inferior  $a_-$ , de modo a que a probabilidade do valor  $X_j$  se inserir nesse intervalo seja 100%. O valor  $x_j$ , valor aproximado de  $X_j$ , é definido como o ponto médio do intervalo, e a sua incerteza pode ser calculada usando a expressão seguinte:

$$u(x_j) = \frac{a_+ - a_-}{2\sqrt{3}} \quad (3.17)$$

De acordo com as incertezas obtidas através das duas avaliações aqui referidas, verificou-se que as incertezas de natureza aleatória apresentavam uma magnitude desprezável em relação às incertezas de carácter sistemático. Desta forma, optou-se por calcular  $u_c$  com base nas incertezas de natureza sistemática.

Uma vez que, as variáveis de origem aleatória e sistemática são independentes,  $u_c$  é calculado através da seguinte expressão (BIPM, IFCC, & ISO, 2008):

$$u_c = \left( \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial B}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \right)^{1/2} \quad (3.18)$$

Sendo  $B$  a função respetiva à propriedade física em questão.

As incertezas fornecidas pelos fabricantes estão representadas na tabela 3.6.

**Tabela 3.6** - Incertezas das propriedades físicas utilizadas provenientes da literatura e das especificações da instrumentação utilizada.

Parâmetro	Incerteza	Unidades
Temperatura à entrada da secção de desenvolvimento, $\bar{T}_{in}$	$\pm 0,1$	(K)
Temperatura à saída da secção de teste, $\bar{T}_{out}$	$\pm 0,1$	(K)
Diferença de temperatura entre a entrada e a saída, $\Delta T$	$\pm 0,2$	(K)
Temperatura da superfície do tubo, $\bar{T}_s$	$\pm 0,1$	(K)
Massa específica do fluido, $\rho$	$\pm 5$	(kg/m <sup>3</sup> )
Tensão, $U$	$\pm 0,015$	(V)
Intensidade de corrente, $I$	$\pm 0,5$	(%)
Caudal mássico, $\dot{m}$	$\pm 0,2$	(%)

As incertezas associadas aos resultados obtidos através dos ensaios experimentais, para os diferentes fluidos estudados, e calculadas através da equação (3.18) estão dispostas nas tabelas 3.7 a 3.10.

**Tabela 3.7** - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com água destilada.

Parâmetro	Incerteza global média (%)	Incerteza global máxima (%)
Fator de atrito, $f$	18,8	53,3
Número de Reynolds, $Re$	1,4	1,8
Fluxo imposto na superfície do tubo, $q_{imp}$	0,6	0,6
Fluxo de calor recebido pelo fluido, $q_{efet}$	1,9	5,0
Coeficiente de transferência de calor, $h$	7,0	32,5
Número de Nusselt, $Nu$	8,4	37,6
Fator j-Colburn, $j$	8,6	36,9
Número de Richardson, $Ri$	2,7	3,8

**Tabela 3.8** - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água.

Parâmetro	Incerteza global média (%)	Incerteza global máxima (%)
Fator de atrito, $f$	5,9	13,5
Número de Reynolds, $Re$	1,8	1,8
Fluxo imposto na superfície do tubo, $q_{imp}$	0,6	0,6
Fluxo de calor recebido pelo fluido, $q_{efet}$	2,4	5,7
Coeficiente de transferência de calor, $h$	4,7	13,9
Número de Nusselt, $Nu$	5,8	16,2
Fator j-Colburn, $j$	6,2	16,1
Número de Richardson, $Ri$	3,6	3,7

**Tabela 3.9** - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água.

Parâmetro	Incerteza global média (%)	Incerteza global máxima (%)
Fator de atrito, $f$	6,6	11,9
Número de Reynolds, $Re$	1,8	1,8
Fluxo imposto na superfície do tubo, $q_{imp}$	0,6	0,6
Fluxo de calor recebido pelo fluido, $q_{efet}$	2,6	6,0
Coeficiente de transferência de calor, $h$	6,6	38,8
Número de Nusselt, $Nu$	8,0	45,0
Fator j-Colburn, $j$	8,3	43,2
Número de Richardson, $Ri$	3,6	3,8

**Tabela 3.10** - Incertezas globais média e máxima das propriedades físicas obtidas através dos ensaios com a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água.

<b>Parâmetro</b>	<b>Incerteza global média (%)</b>	<b>Incerteza global máxima (%)</b>
Fator de atrito, $f$	7,3	12,1
Número de Reynolds, $Re$	1,8	1,8
Fluxo imposto na superfície do tubo, $q_{imp}$	0,6	0,6
Fluxo de calor recebido pelo fluido, $q_{efet}$	2,7	5,9
Coeficiente de transferência de calor, $h$	4,1	12,5
Número de Nusselt, $Nu$	5,1	14,6
Fator j-Colburn, $j$	5,5	14,9
Número de Richardson, $Ri$	3,7	3,8



## 4 Análise e discussão de resultados

No presente capítulo, apresentam-se e discutem-se os resultados obtidos experimentalmente e processados seguindo os procedimentos descritos na secção 3.3. Os resultados obtidos para a água destilada são usados para validar a instalação experimental com correlações existentes na literatura para calcular os diferentes parâmetros e servem também de base de comparação com os resultados obtidos com as misturas de água e etilenoglicol.

Na secção 4.1 faz-se uma análise às perdas térmicas. Na secção 4.2 são analisadas as perdas de carga, nomeadamente o fator de atrito, tanto adiabático (sem fluxo de calor aplicado) como diabático (com fluxo de calor aplicado), comparando os resultados obtidos experimentalmente com o que seria de esperar teoricamente (correlações teóricas). Na secção 4.3 averigua-se qual o tipo de convecção predominante nos ensaios realizados. As secções 4.4 e 4.5 são dedicadas à análise dos processos de transferência de calor avaliando o número de Nusselt, o fator j-Colburn, a derivada do fator j-Colburn e o fator de desempenho térmico, comparando os resultados obtidos experimentalmente com o que seria de esperar teoricamente (correlações teóricas).

### 4.1 Análise de perdas térmicas

Tal como previamente referido na secção 3.1, neste trabalho foi utilizada uma fonte de alimentação de corrente contínua, que foi usada para aplicar um fluxo de calor constante na parede do tubo utilizado experimentalmente. A potência térmica imposta na parede deste tubo é dada pela seguinte expressão:

$$q_{imp} = UI \quad (4.1)$$

Onde  $U$  representa a tensão e  $I$  a intensidade de corrente fornecida pela fonte de alimentação.

O fluxo de calor aplicado variou, consoante os ensaios realizados, de 0 kW/m<sup>2</sup> a 30 kW/m<sup>2</sup>.

Uma vez que existem perdas térmicas para o ambiente, na realidade, a potência térmica efetivamente transferida para o fluido foi determinada a partir da expressão seguinte:

$$q_{efet} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out}) \quad (4.2)$$

Onde  $\dot{m}$  é o caudal mássico de fluido que circula no interior do tubo e  $C_p$  é o calor específico desse fluido, avaliado à temperatura que é transferida entre  $T_{in}$  e  $T_{out}$ , sendo  $T_{in}$  e  $T_{out}$  as temperaturas à entrada e saída da secção de teste, respetivamente.

A partir destas duas potências, pode definir-se um parâmetro adimensional bastante útil, que é a eficiência térmica:

$$\eta = \frac{q_{efet}}{q_{imp}} \quad (4.3)$$

A partir da eficiência térmica, podemos definir outro parâmetro,  $P_{term}$ , que representa as perdas térmicas, em valor percentual (multiplica-se o valor abaixo por 100), que se calcula da seguinte forma:

$$P_{term} = 1 - \eta \quad (4.4)$$

Para obter o fluxo de calor imposto, foi necessário realizar alguns cálculos. Em primeiro lugar, sabe-se que o diâmetro interno do tubo (da seção 3.1) é 3,505 mm. Uma vez que o comprimento do tubo é 3,05 m, a área lateral do tubo é

$$S_{lateral} = D * \pi * L = 0,003505 * \pi * 3,05 \approx 0,03358 \text{ m}^2 \quad (4.5)$$

Para obter o fluxo de calor desejado, divide-se a potência dada pela fonte de alimentação pela área calculada atrás:

$$q''_{imp} = \frac{UI}{S_{lateral}} \quad (4.6)$$

Visto que ao regular a fonte de tensão se alteram simultaneamente a tensão e a intensidade de corrente (na realidade o que se controla é a corrente), é difícil obter exatamente o fluxo pretendido, pelo que o fluxo de calor imposto não foi exatamente o desejado.

Nas tabelas 4.1 a 4.6 estão representados os resultados obtidos para os ensaios realizados.

#### 4.1.1 Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 10 kW/m<sup>2</sup>

**Tabela 4.1** - Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 10 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1072	331,1	303,7	8,3
1383	332,6	307,6	7,5
1848	334,2	319,0	4,5
2360	335,7	326,1	2,9
2618	337,3	346,7	-2,8
2845	338,8	317,0	6,5
3108	338,8	340,7	-0,6
3419	338,8	373,0	-10,1
3856	340,3	329,3	3,2
4425	338,8	309,3	8,7
4793	342,6	327,5	4,4
5912	344,1	326,4	5,1
7314	344,1	338,2	1,7



**Tabela 4.2** - Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 10 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
939	336,4	308,1	8,4
1187	334,2	310,6	7,1
1659	335,7	313,9	6,5
2157	335,7	317,8	5,3
2453	335,7	324,0	3,5
2607	337,3	316,6	6,1
2876	338,8	322,9	4,7
3199	334,4	333,9	0,2
3607	340,3	329,1	3,3
4183	335,9	337,7	-0,5
4592	340,3	333,1	2,1
5740	340,3	350,7	-3,1
6386	338,8	382,0	-12,8

Os resultados obtidos para as misturas de 35% etilenoglicol e 65% água e 50% etilenoglicol e 50% água são consistentes com os acima representados, pelo que são apresentados nos anexos A.1 e A.2.

#### 4.1.2 Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 20 kW/m<sup>2</sup>

**Tabela 4.3** - Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 20 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1792	653,2	598,4	8,4
2259	677,6	618,3	8,8
2775	679,8	624,1	8,2
3081	682,0	630,8	7,5
3212	686,4	637,9	7,1
3589	688,6	637,6	7,4
3791	690,8	638,2	7,6
4416	690,8	642,8	7,0
4757	689,9	643,5	6,7
5390	674,9	632,2	6,3
6199	679,2	636,1	6,4
8097	677,0	642,2	5,2

**Tabela 4.4** - Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 20 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1144	669,6	613,8	8,3
1474	674,1	623,9	7,4
1986	676,3	633,6	6,3
2430	678,5	631,9	6,9
2770	675,4	642,3	4,9
2891	677,6	630,4	7,0
3267	666,2	647,6	2,8
3393	668,4	636,6	4,8
4038	668,4	657,5	1,6
4439	672,7	652,3	3,0
4807	674,9	644,6	4,5
6086	672,7	683,3	-1,6
6486	674,9	667,1	1,2

Os resultados obtidos para as misturas de 35% etilenoglicol e 65% água e 50% etilenoglicol e 50% água encontram-se nos anexos A.3 e A.4.

#### 4.1.3 Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 30 kW/m<sup>2</sup>

**Tabela 4.5** - Perdas térmicas obtidas para 100% água, em regime de fluxo de calor = 30 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
2557	991,6	933,1	5,9
2692	1009,8	933,0	7,6
3186	1015,2	936,9	7,7
3401	1023,3	931,2	9,0
3744	1013,0	959,8	5,3
3926	1013,0	943,3	6,9
4147	1018,4	936,1	8,1
4677	1021,1	956,9	6,3
5245	1023,8	988,2	3,5
5714	1026,4	984,3	4,1
7041	1014,6	1125,1	-10,9
8426	1019,9	1091,5	-7,0

**Tabela 4.6** - Perdas térmicas obtidas para 20% etilenoglicol e 80% água, em regime de fluxo de calor = 30 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1476	981,9	895,5	8,8
1624	980,9	915,7	6,7
2239	986,2	945,9	4,1
2726	1000,7	944,8	5,6
3073	1000,7	967,3	3,3
3203	1000,7	939,5	6,1
3594	1014,1	994,0	2,0
3737	1022,2	972,3	4,9
4186	1015,7	975,7	3,9
4758	1018,4	997,0	2,1
5194	1018,4	996,4	2,2
6271	1008,1	1003,4	0,5
7119	1008,1	1054,1	-4,6

Os resultados obtidos para as misturas de 35% etilenoglicol e 65% água e 50% etilenoglicol e 50% água são apresentados nos anexos A.5 e A.6.

Em primeiro lugar, verifica-se que, em geral, as perdas térmicas são inversamente proporcionais ao número de Reynolds, diminuindo conforme este aumenta (houve várias exceções, devido aos erros na medição). Comparando os resultados para cada fluxo de calor aplicado, as perdas térmicas para as misturas de água e etilenoglicol mantiveram-se aproximadamente constantes, enquanto que para água destilada, consoante o fluxo de calor foi aumentando, as perdas térmicas foram diminuindo. Observou-se também que para um número de Reynolds suficiente alto (por volta de 3000), as perdas térmicas tornaram-se negativas em alguns casos. Isto pode ser explicado pelo facto de a turbulência gerada em regime turbulento aumentar a capacidade de mistura e o escoamento ser mais caótico pelo que as temperaturas registadas no fluido flutuam mais. O maior valor registado de perda térmica foi de 11,90% e o menor foi de -12,75%, pelo que podemos concluir que a troca de calor foi eficiente.

Estes ensaios permitiram concluir que a troca de calor é mais eficiente (menor percentagem de perdas térmicas) em regime de escoamento turbulento do que em regime laminar, pelo que, quando é importante otimizar os gastos energéticos, este é um fator importante a considerar.

Para o fluxo de calor aplicado de 10 kW/m<sup>2</sup>, a mistura que teve melhor desempenho foi a de 20% etilenoglicol e 80% água, com uma perda térmica média de 2,38%. Para o fluxo de calor aplicado de 20 kW/m<sup>2</sup>, a mistura que teve melhor desempenho foi a de 20% etilenoglicol e 80% água, com uma perda térmica média de 4,39%. Para o fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>, a mistura que teve melhor desempenho foi a de 20% etilenoglicol e 80% água, com uma perda térmica média de 3,5%. Estes resultados permitem concluir que a mistura onde houve uma menor perda térmica média foi a de 20% etilenoglicol e 80% água.

## 4.2 Análise de perdas de carga (fator de atrito)

Um dos principais objetivos deste trabalho é avaliar que concentrações de etilenoglicol em misturas de etilenoglicol e água conduzem a um melhor desempenho global do sistema, ou seja, que maximizam as trocas de calor sem aumentar excessivamente a potência de bombagem, que é necessária se as perdas de carga forem muito elevadas. O aumento da concentração do etilenoglicol pode trazer vantagens do ponto de vista da transferência de calor, mas, devido à sua viscosidade, também aumenta as perdas de carga. Logo, surge a necessidade de avaliar as perdas de carga para se poder avaliar o compromisso entre transferência de calor e aumento da potência por bombagem.

As perdas de carga são estudadas a partir do fator de atrito, tanto adiabático (sem fluxo de calor aplicado – seção 4.3.1) como diabático (com fluxo de calor aplicado – seção 4.3.2). Compararam-se os resultados obtidos experimentalmente com o que seria de esperar teoricamente (correlações teóricas).

### 4.2.1 Condições adiabáticas

Em primeiro lugar, realizaram-se os ensaios para água destilada, com o objetivo de se ter uma base de referência para os ensaios posteriores. Os resultados encontram-se representados na figura 4.1, onde está expresso o fator de atrito obtido experimentalmente, em função do número de Reynolds. Apresentam-se também as curvas do fator de atrito provenientes das correlações revistas no capítulo 2, para escoamento em regime laminar, de transição, e turbulento.

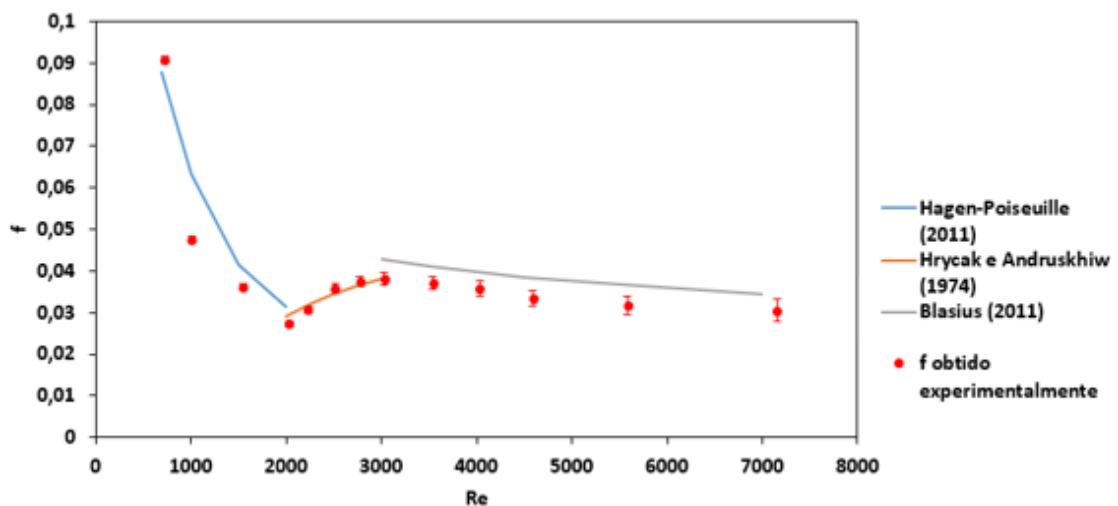


Fig. 4.1 – Fator de atrito em função do número de Reynolds para água destilada sem fluxo de calor aplicado (as barras de erro representam a incerteza associada calculada).

Os resultados obtidos em regime laminar são comparados com a correlação de Hagen-Poiseuille (2011) eq. (2.9); os resultados em regime de transição são comparados com a equação de Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.19); e em regime turbulento, os resultados são comparados com a equação de Blasius (2011) eq. (2.11). A Fig. 4.1 permite observar que os dados experimentais obtidos se aproximam bastante das correlações existentes na literatura.

O número de Reynolds variou entre 728 e 7155. A tabela seguinte mostra os desvios médio absoluto e máximo absoluto dos resultados experimentais em relação aos valores teóricos esperados das correlações empíricas da literatura.

**Tabela 4.7** - Desvios médios absolutos e máximos absolutos que os resultados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações teóricas da literatura.

Regime	Correlação	Desvio médio absoluto (%)	Desvio máximo absoluto (%)
Laminar	Hagen-Poiseuille (2011)	13,67	24,97
Transição	Hrycak e Andruskhiw (1974)	3,36	6,28
Turbulento	Blasius (2011)	11,41	13,39

A tabela 4.7 mostra que os desvios não foram muito significativos. Para o regime de escoamento laminar, os resultados experimentais aproximaram-se razoavelmente bem dos valores esperados através da correlação de Hagen-Poiseuille (2011) eq. (2.9), tendo um desvio médio absoluto de 13,67%.

Para o regime de transição, os resultados experimentais aproximaram-se bastante bem dos valores esperados através da correlação de Hrycak e Andruskhiw (1974) eq. (2.19), tendo um desvio médio absoluto de apenas 3,36%.

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a transição do escoamento no interior de um tubo liso ocorre para  $Re_{cr} \cong 2300$ . Através da figura 4.1, é possível identificar a gama de valores do número de Reynolds para o qual ocorre a transição, sendo esta de aproximadamente  $2000 < Re < 3000$ . Visto que o  $Re_{cr}$  está inserido nesse intervalo, podemos afirmar que a transição ocorre aproximadamente de acordo com o que seria de esperar teoricamente.

Para o regime de escoamento turbulento, os resultados experimentais aproximaram-se bem dos valores esperados através da correlação de Blasius (2011) eq. (2.11), tendo um desvio médio absoluto de 11,41%.

Desta análise, é possível concluir que os resultados para a base de referência (100% água e sem fluxo de calor aplicado) foram bem-sucedidos, aproximando-se bastante bem do que seria de esperar teoricamente, o que valida a instalação experimental para a gama de condições estudada.

Após se ter obtido os resultados para 100% água, analisou-se o fator de atrito para as 3 misturas de água e etilenoglicol usadas. Os resultados encontram-se na figura 4.2.

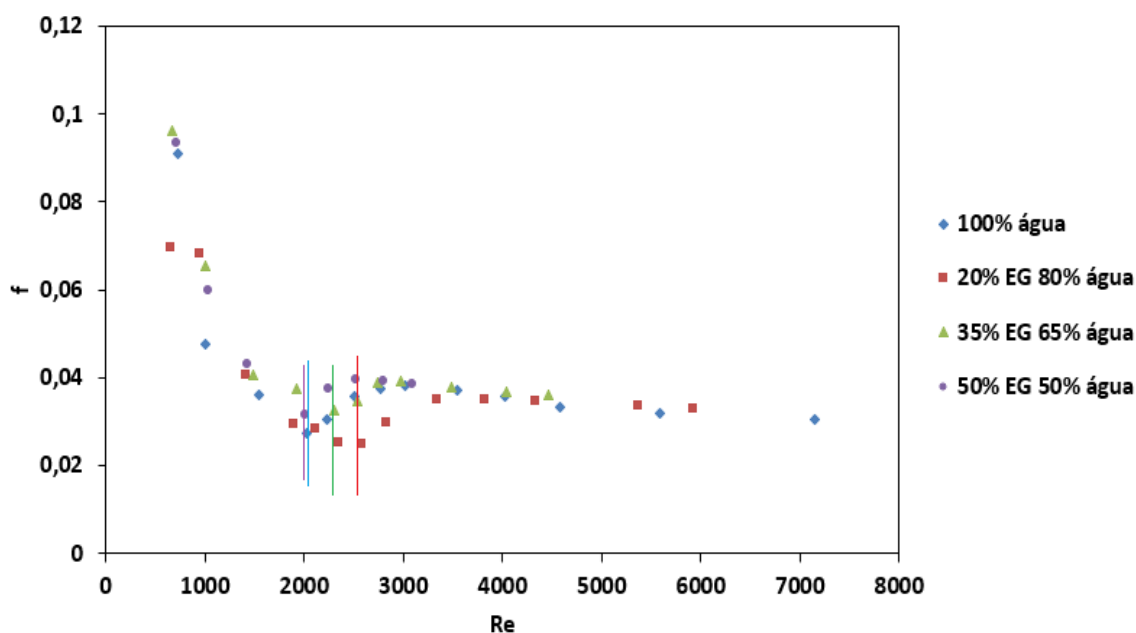


Fig. 4.2 - Fator de atrito obtido experimentalmente, em condições adiabáticas, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).

A figura 4.2 apresenta o fator de atrito obtido experimentalmente, em condições adiabáticas, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados. O número de Reynolds variou entre 660 e 7155.

Como se observa na figura 4.2, o número de Reynolds máximo estudado variou de mistura para mistura. Isto deveu-se ao facto de a viscosidade dinâmica ser diferente para cada um dos fluidos estudados, pelo que, para as misturas mais ricas em etilenoglicol, os caudais necessários para obter os mesmos valores do número de Reynolds obtidos para as misturas com menos etilenoglicol eram mais elevados. Uma vez que a bomba usada tem um limite máximo de capacidade de bombear o fluido, o valor máximo obtido para o número de Reynolds que permitiu analisar foi inferior para estas misturas. No entanto, é possível tirar conclusões para as condições experimentais estudadas, como descrito nos parágrafos seguintes.

Em primeiro lugar, a observação da figura 4.2 permite verificar que a transição do regime de escoamento laminar para o regime de escoamento turbulento ocorre mais cedo (i.e. para um valor mais baixo do número de Reynolds) para a água destilada e para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, começando por volta de  $Re = 2000$ , seguindo-se a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, e por fim a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, começando por volta de  $Re = 2700$ . Estes resultados podem explicar-se pelo facto de o aumento da viscosidade devido à presença de etilenoglicol (fluido significativamente mais viscoso que a água) amortecer algumas das perturbações geradas, atrasando assim a transição para as misturas de etilenoglicol e água, em comparação à água destilada. Uma vez que para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, a transição ocorreu praticamente ao mesmo tempo que para a água destilada, o facto de a transição se deslocar para

Reynolds mais elevados com a presença de etilenoglicol não depende diretamente da quantidade de etilenoglicol na mistura, mas sim das perturbações que podem ser induzidas no escoamento.

Observa-se também que, em geral, o fator de atrito é maior para a mistura de 50% de etilenoglicol e 50% água, e menor para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. No entanto, para números de Reynolds mais elevados (superior a 4500), a água destilada apresenta os valores mais baixos de fator de atrito, visto que a baixa viscosidade da água acaba por contribuir para a obtenção de perdas de carga mais baixas em relação às misturas de etilenoglicol e água. Em teoria, o fator de atrito em condições adiabáticas deveria ser inferior para a água destilada, visto que a sua viscosidade é inferior a todos os outros fluidos. Isto não se verificou devido a erros na aquisição dos dados e devido a impurezas que existiam no sistema.

#### 4.2.2 Condições diabáticas (com fluxo de calor aplicado)

Nesta secção apresentam-se os resultados em condições diabáticas, ou seja, com fluxo de calor aplicado. O objetivo é observar a influência que a aplicação de um fluxo de calor tem no fator de atrito, comparando depois com os resultados obtidos em condições adiabáticas. Os resultados são claros e mais representativos para o fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>. Os resultados para os fluxos de calor aplicados de 10 e 20 kW/m<sup>2</sup> são consistentes, apresentando-se assim em anexo em virtude da limitação de páginas da presente dissertação.

##### Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 30 kW/m<sup>2</sup>

A figura 4.3 mostra o valor do fator de atrito obtido experimentalmente para os 4 fluidos de trabalho estudados, para um fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>. O número de Reynolds variou entre 1281 e 8426.

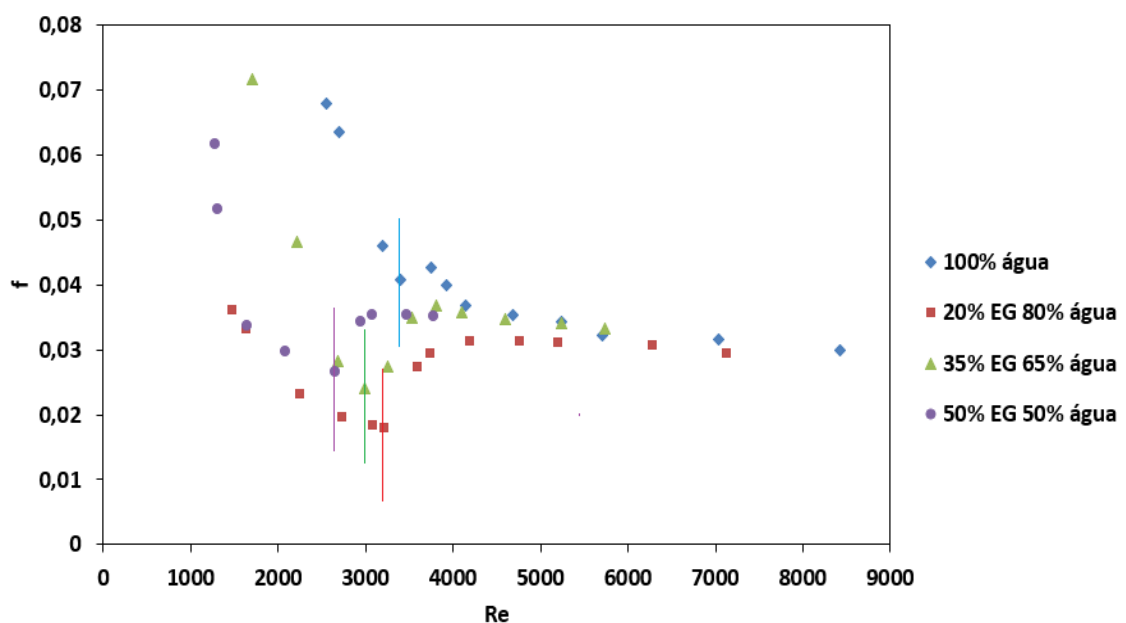


Fig. 4.3 - Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 30kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).

A partir da figura 4.3, observa-se que o número de Reynolds máximo estudado variou de mistura para mistura. Isto deve-se à mesma razão que está explicada para as condições adiabáticas.

O número de Reynolds mínimo também variou de mistura para mistura. Uma vez que a viscosidade dinâmica (e por sua vez o número de Reynolds) é calculada à temperatura média entre a temperatura de entrada e saída da secção de desenvolvimento, quando o fluxo de calor começa a ser maior, também aumenta esta temperatura média, visto que a temperatura à saída é mais alta. Por sua vez, a viscosidade dinâmica também se altera, levando a que o número de Reynolds calculado também se altere, ficando acima do esperado teoricamente. Tendo isto em conta, tentou-se diminuir o caudal a circular dentro do sistema para compensar este aumento do número de Reynolds, no entanto, a dada altura tornou-se impossível, visto que para caudais baixos (inferiores a 7 litros por hora), a circulação instabilizava podendo inclusivamente ocorrer reversão no escoamento, pelo que não foi possível analisar o escoamento para valores do número de Reynolds baixos (inferiores a 1000) para os fluxos de calor mais altos (20 e 30 kW/m<sup>2</sup>).

Por observação da figura 4.3, observa-se que a mistura para a qual a transição ocorre a Reynolds inferiores é a de 50% etilenoglicol e 50% água, começando por volta de  $Re = 2800$  seguida da mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, seguida da mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, e por fim, a água destilada, começando por volta de  $Re = 3500$ .

Denota-se também que, em geral, o fator de atrito é inferior para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água.

Em suma, através das análises anteriores, conclui-se que tanto para condições adiabáticas como para condições diabáticas (com fluxo de calor aplicado), o fluido que mostrou melhor desempenho, ou seja, menor fator de atrito, principalmente para fluxos de calor mais altos (30 kW/m<sup>2</sup>), foi a mistura de 20% de etilenoglicol e 80% água. Isto deve-se ao facto de a viscosidade ser mais baixa (tem menor quantidade de etilenoglicol na mistura). No entanto, para valores do número de Reynolds suficientemente altos (superior a 5000), a água destilada acaba por apresentar menores perdas de carga devido à sua baixa viscosidade em comparação com os outros fluidos. A água não apresenta um menor fator de atrito (para Reynolds mais baixos) pela razão que está explicada no parágrafo seguinte.

Para fluxos de calor mais altos, o fluido para o qual a transição ocorre mais tarde é a água destilada, em contraste com o que se verificou em condições adiabáticas. Isto deve-se ao facto de, tal como aconteceu com os números de Reynolds mínimos, a viscosidade dinâmica ser calculada à temperatura média entre a entrada e a saída. Uma vez que foi com a água destilada que se verificou a maior diferença térmica entre a entrada e a saída do volume de controlo analisado no tubo, para qualquer valor da gama de números de Reynolds estudada (visto que o caudal a circular para a água destilada foi sempre inferior), a viscosidade dinâmica foi inferior (pelo facto de que diminui com o aumento da temperatura) para este fluido, logo, para o fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>, a gama de valores do número de Reynolds onde ocorreu a transição foi mais alta ( $3500 < Re < 3900$ ), superior a todos os outros fluidos, levando a que o fator de atrito se mantenha mais alto para uma gama de valores do número de Reynolds mais ampla.



### 4.3 Análise do mecanismo de convecção

Nesta secção apresentam-se os resultados da análise do mecanismo de convecção realizada para os vários ensaios, com o objetivo de determinar qual o mecanismo de convecção dominante. Para tal, calculou-se o número de Richardson para todos os ensaios. As figuras seguintes mostram os resultados obtidos para cada mistura utilizada.

**100% água:**

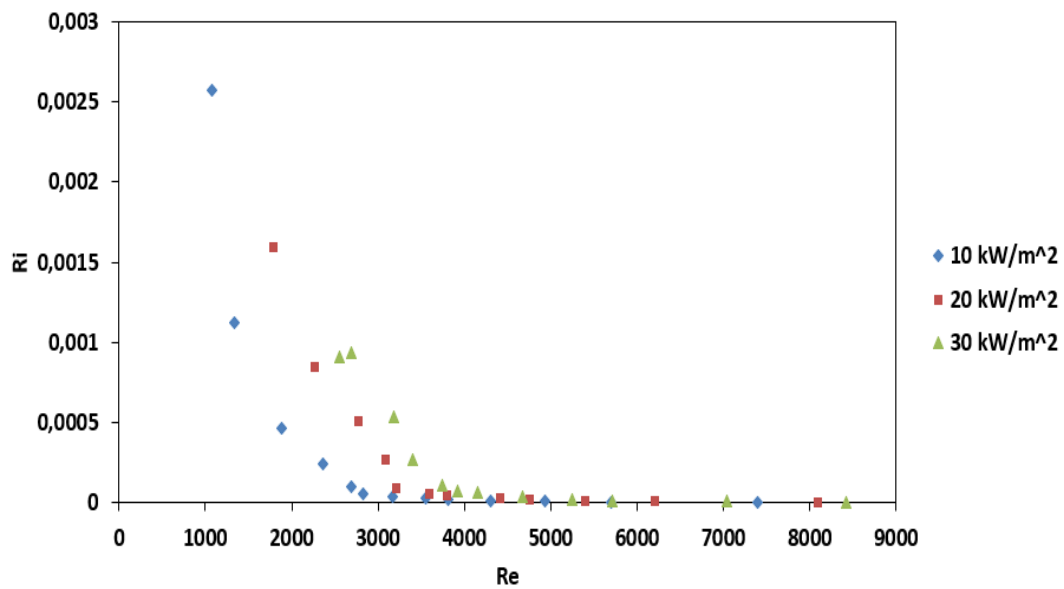


Fig. 4.4 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para água destilada, para os vários fluxos de calor estudados.

**20% etilenoglicol e 80% água:**

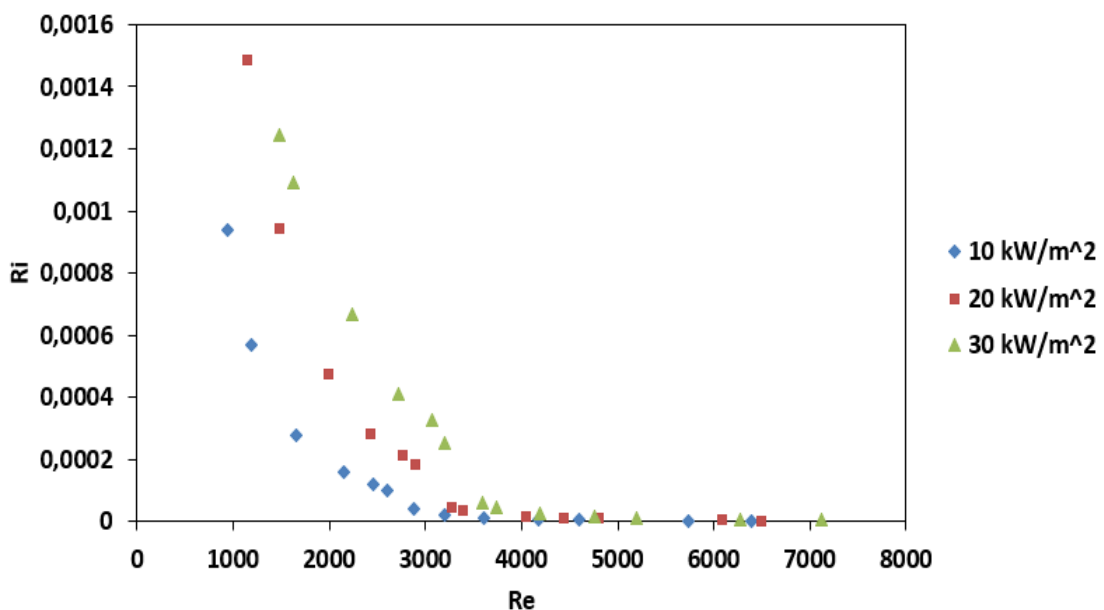


Fig. 4.5 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, para os vários fluxos de calor estudados.

**35% etilenoglicol e 65% água:**

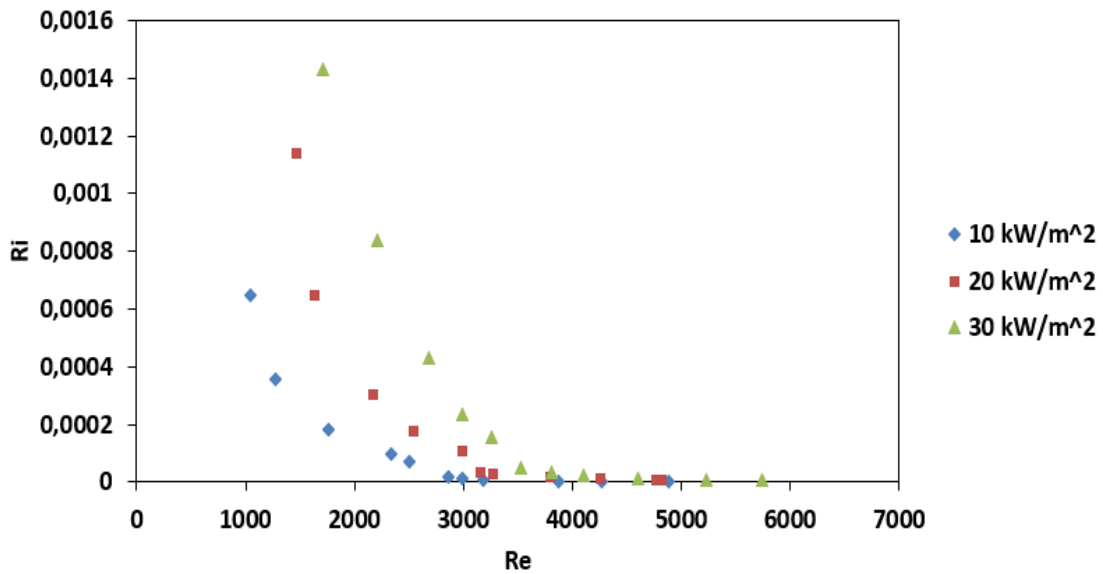


Fig. 4.6 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, para os vários fluxos de calor estudados.

**50% etilenoglicol e 50% água:**

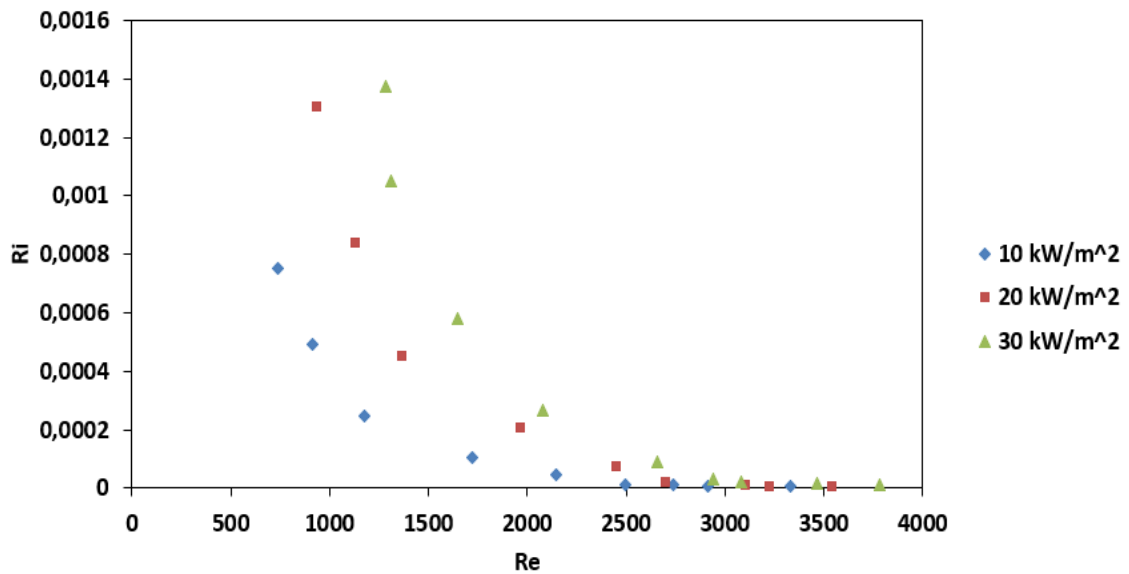


Fig. 4.7 – Número de Richardson em função do número de Reynolds para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, para os vários fluxos de calor estudados.

As figuras 4.4 a 4.7 permitem observar que o número de Richardson é sempre bastante inferior a 0,1, em qualquer das condições de trabalho estudadas, para toda a gama do número de Reynolds considerada. Logo, pode concluir-se que a convecção natural pode ser desprezada e tem-se apenas convecção forçada.

#### 4.4 Análise dos processos de transferência de calor

O principal objetivo deste trabalho é estudar a transferência de calor no escoamento interno de um tubo liso, para diversas misturas de fluido. A transferência de calor é estudada a partir do número de Nusselt. Comparam-se os resultados obtidos experimentalmente com o que seria de esperar teoricamente (correlações teóricas).

A análise é dividida em duas partes: na secção 4.4.1, apresenta-se a análise referente a cada mistura usada, comparando-se os resultados entre os vários fluxos de calor estudados; na secção 4.4.2, para cada fluxo de calor comparam-se os resultados entre as várias misturas de fluido utilizadas nos ensaios.

Em primeiro lugar, realizaram-se os ensaios para água destilada, com o objetivo de se obter uma base de referência para os posteriores ensaios. Os resultados encontram-se representados na figura 4.8, onde está expresso o número de Nusselt obtido experimentalmente, em função do número de Reynolds, para um fluxo de calor aplicado de  $10 \text{ kW/m}^2$ . Apresentam-se também as curvas do número de Nusselt provenientes das correlações revistas no capítulo 2, para escoamento em regime laminar e turbulento.

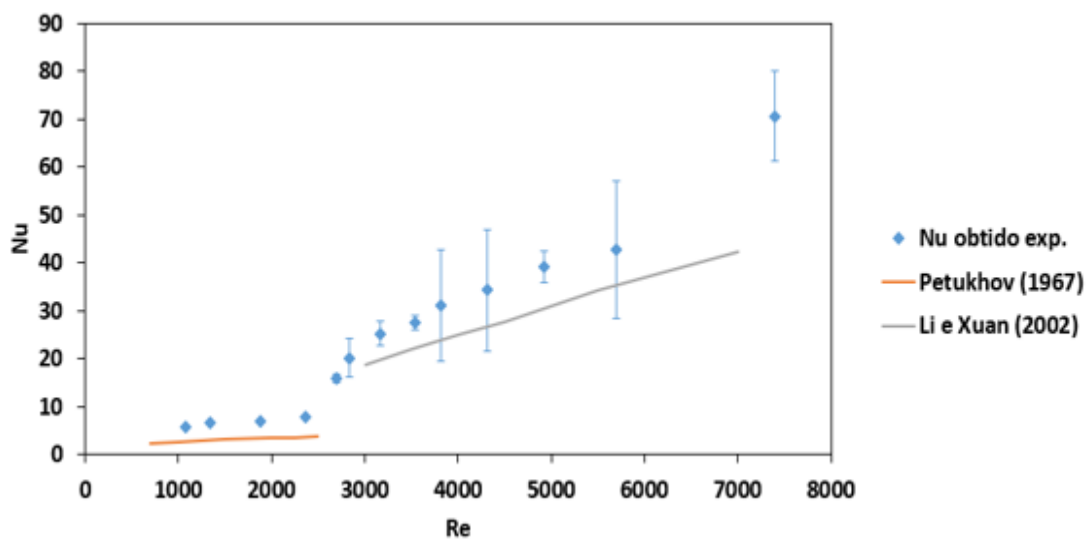


Fig. 4.8 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada, com fluxo de calor aplicado de  $10 \text{ kW/m}^2$  (as barras de erro representam a incerteza associada calculada).

Os resultados obtidos em regime laminar são comparados com a correlação de Petukhov (1967) eq. (2.38); e em regime turbulento, os resultados são comparados com a equação de Li e Xuan (2002) eq. (2.40). A Fig. 4.8 permite observar que os dados experimentais obtidos estão um pouco acima do que era esperado teoricamente. Isto deve-se a erros e incertezas na medição.

O número de Reynolds variou entre 1069 e 7392. A tabela 4.8 mostra os desvios médio absoluto e máximo absoluto dos resultados experimentais em relação aos valores teóricos esperados das correlações empíricas da literatura.

**Tabela 4.8** - Desvios médios e máximos que os resultados experimentais apresentam em relação a diferentes correlações teóricas da literatura.

Regime	Correlação	Desvio médio absoluto (%)	Desvio máximo absoluto (%)
Laminar	Petukhov (1967)	105,41	114,35
Turbulento	Li e Xuan (2002)	20,28	35,47

A tabela 4.8 mostra que os desvios foram significativos em regime laminar. Para este regime, os resultados experimentais afastaram-se bastante dos valores esperados através da correlação de Petukhov (1967) eq. (2.38), tendo um desvio médio absoluto de 105,41%. Isto deveu-se a perturbações induzidas no escoamento, erros na aquisição de dados e devido a impurezas presentes no sistema. É possível que a correlação teórica utilizada para regime laminar não seja adequada para as condições experimentais estudadas aqui usando etilenoglicol. É de notar que apesar de o desvio em percentagem ser grande, a ordem de grandeza continua a ser a mesma ( $Nu$  é sempre inferior a 10 em regime laminar).

De acordo com Incropera *et al.* (2008), a transição do escoamento no interior de um tubo liso ocorre para  $Re_{cr} \cong 2300$ . Através da figura 4.8, é possível observar o intervalo de número de Reynolds para o qual ocorre a transição, sendo este de aproximadamente  $2000 < Re < 3000$ . Visto que o  $Re_{cr}$  está inserido nesse intervalo, podemos afirmar que a transição ocorre aproximadamente de acordo com o que seria de esperar teoricamente.

Para o regime de escoamento turbulento, os resultados experimentais aproximaram-se dos valores previstos pela correlação de Li e Xuan (2002) eq. (2.39), tendo um desvio médio absoluto de 20,28%.

Desta análise, é possível concluir que a variação do número de Nusselt teve o comportamento esperado. No entanto, os valores experimentais foram subestimados pela correlação de Li e Xuan (2002). Isto pode ser explicado devido a erros e incertezas na medição e devido a impurezas que existiam no sistema. Usou-se esta base de referência para o estudo que se realizou.

Após se ter obtido os resultados para a água destilada, analisou-se o número de Nusselt para as 3 misturas de água e etilenoglicol usadas.

#### 4.4.1 Análise do efeito da composição da mistura água-etilenoglicol

100% água:

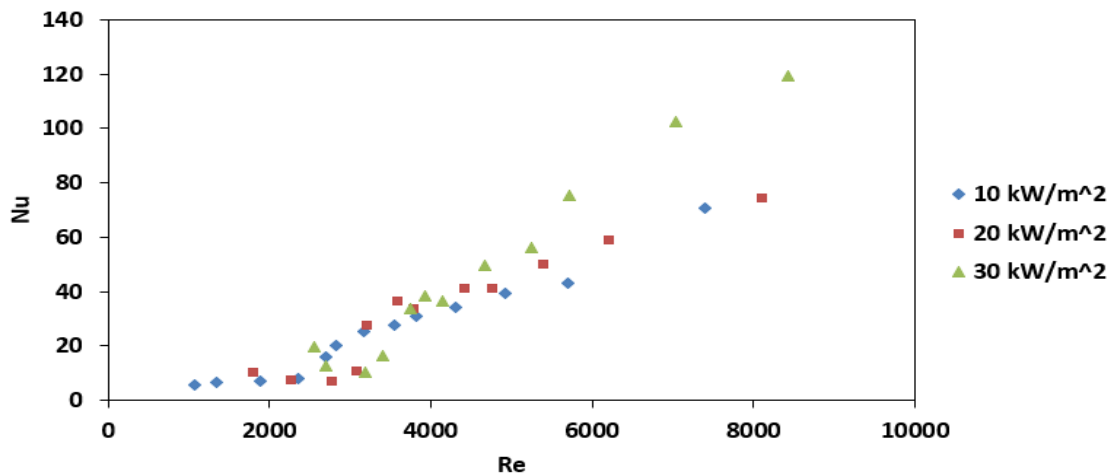


Fig. 4.9 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para água destilada, para os vários fluxos de calor estudados.

A figura 4.9 mostra que o valor máximo do número de Reynolds estudado variou de mistura para mistura. Isto deve-se à mesma razão que está explicada na secção 4.3.1 da variação da viscosidade, em particular do etilenoglicol à medida que a temperatura da mistura aumenta.

O valor mínimo do número de Reynolds também variou de mistura para mistura pela mesma razão apontada na secção 4.3.2.

A partir da figura 4.9, também se pode observar que, para fluxos de calor superiores, a transição do regime de escoamento laminar para o turbulento ocorre para valores maiores do número de Reynolds. Os valores obtidos para o número de Nusselt são também superiores em regime laminar e turbulento (para Re maiores).

20% etilenoglicol e 80% água:

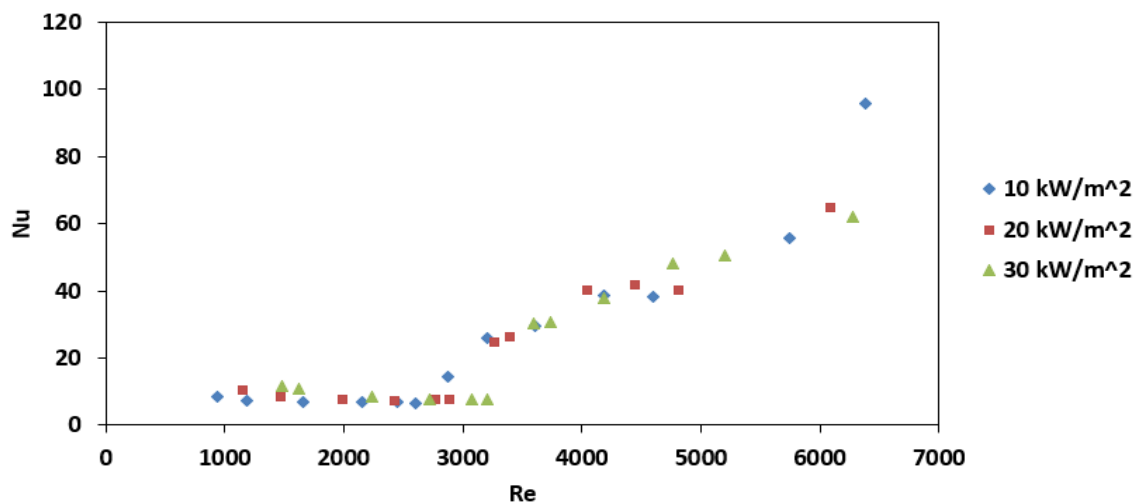


Fig. 4.10 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, para os vários fluxos de calor estudados.

Para o caso da mistura de 20% etilenoglicol para 80% de água observa-se, a partir da figura 4.10, que a transição ocorre para valores do número de Reynolds superiores para fluxos de calor impostos mais altos. Porém, não há uma variação acentuada nos valores do número de Nusselt com o aumento do fluxo de calor, nem para o regime laminar nem para o regime turbulento.

**35% etilenoglicol e 65% água:**

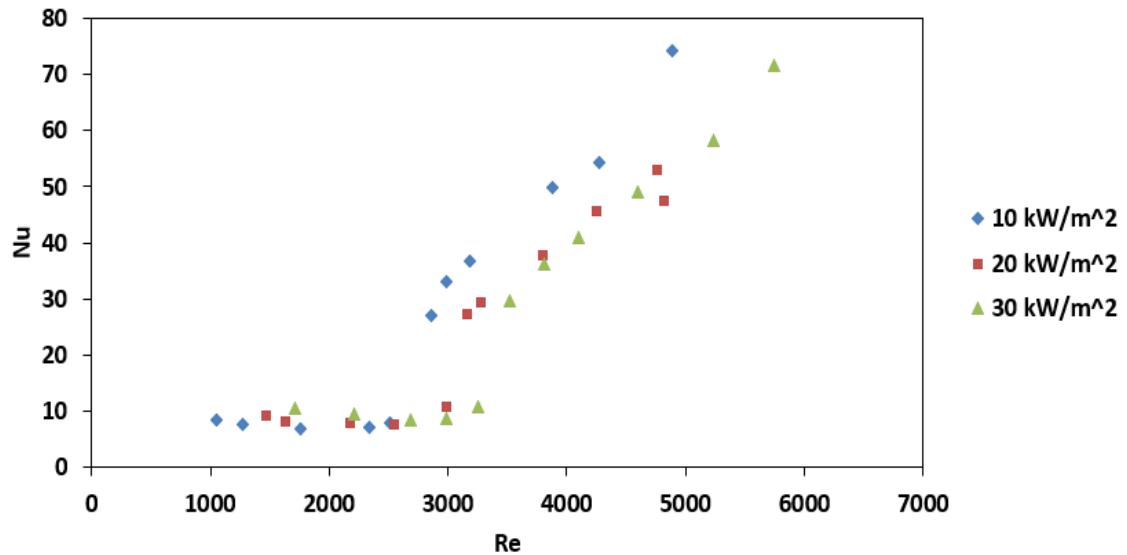


Fig. 4.11 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, para os vários fluxos de calor estudados.

À medida que se aumenta a percentagem de etilenoglicol na mistura, mantém-se a tendência da transição ocorrer a números de Reynolds maiores, apresentando o número de Nusselt uma evolução pouco acentuada com o aumento do fluxo de calor, apresentando uma tendência de maior taxa de crescimento com o número de Reynolds para os valores mais baixos de fluxo de calor imposto. Estes resultados estão patentes nas Figuras 4.11 e 4.12, para misturas com 35% e 50% de etilenoglicol, respetivamente.

#### 50% etilenoglicol e 50% água:

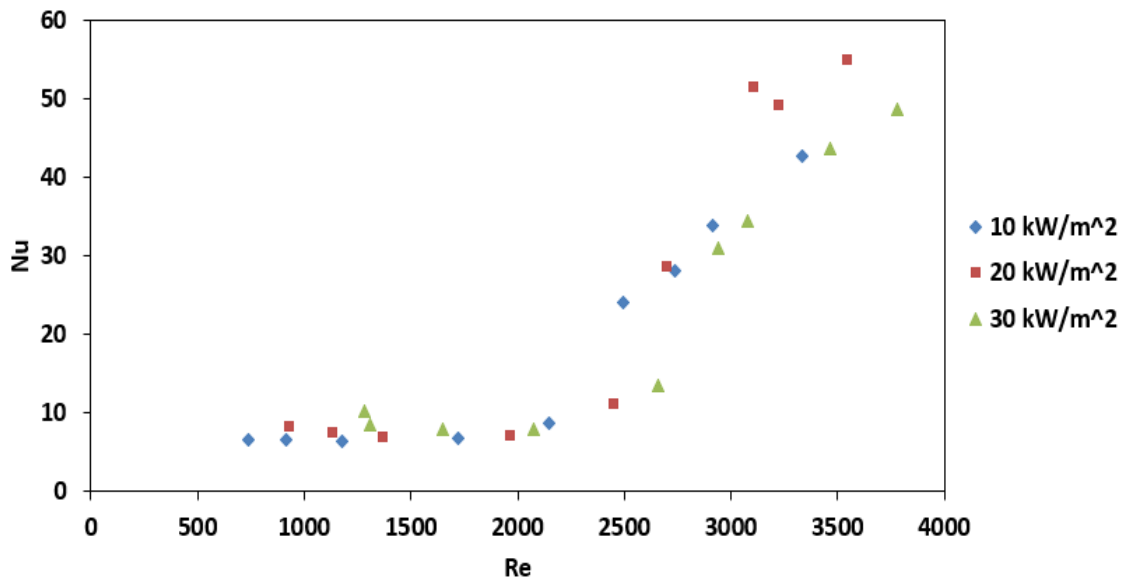


Fig. 4.12 – Número de Nusselt em função do número de Reynolds para a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, para os vários fluxos de calor estudados.

Assim, desta análise é possível concluir que com o aumento do fluxo de calor, as várias misturas apresentam uma tendência para atrasar a transição do regime de escoamento laminar para o turbulento, que ocorre assim a maiores valores do número de Reynolds, para fluxos de calor impostos mais altos. Esta tendência pode explicar-se pela redução da viscosidade em função da temperatura que aumenta o número de Reynolds, sobrepondo-se a efeitos de amortecimento causados pelo aumento da viscosidade das misturas à medida que a percentagem de etilenoglicol aumenta.

Por outro lado, com o aumento de etilenoglicol nas misturas, a viscosidade das mesmas aumenta, o calor específico diminui e o número de Prandtl aumenta (Tabela 3.1 das propriedades das misturas). O aumento do número de Prandtl significa que a taxa de difusão viscosa aumenta relativamente à taxa de difusão térmica. Assim, para uma dada mistura, com a redução da viscosidade em função do aumento da temperatura, o número de Reynolds aumenta mais rapidamente, e o número de Nusselt mais lentamente. Comparativamente, entre fluxos de calor crescentes, a resposta das misturas com etilenoglicol vai ser menor em termos do declive do aumento do número de Nusselt, que apresenta assim crescimentos maiores para fluxos mais baixos. Porém esta tendência pode inverter-se se a variação das propriedades do etilenoglicol com a temperatura não for linear. Para averiguarmos estes resultados é mais fácil observarmos os resultados obtidos para diferentes misturas, quando submetidas a um mesmo fluxo de calor, como discutido no subcapítulo seguinte.

#### 4.4.2 Análise do efeito da composição da mistura para um fluxo de calor fixo

As figuras 4.13 a 4.15 mostram os resultados obtidos.

Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 10 kW/m<sup>2</sup>

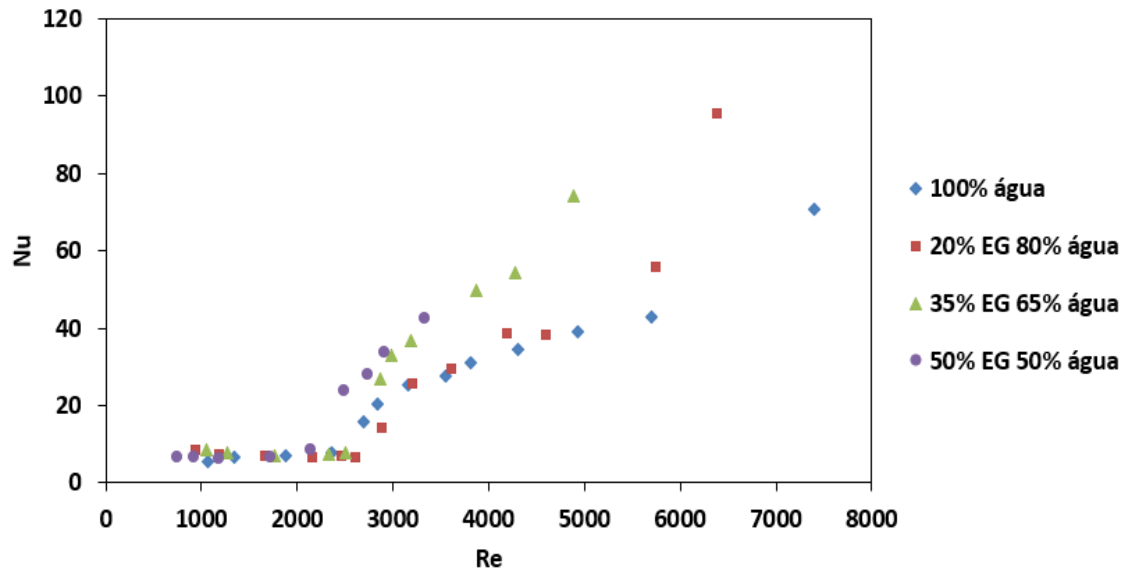


Fig. 4.13 - Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 10kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 20 kW/m<sup>2</sup>

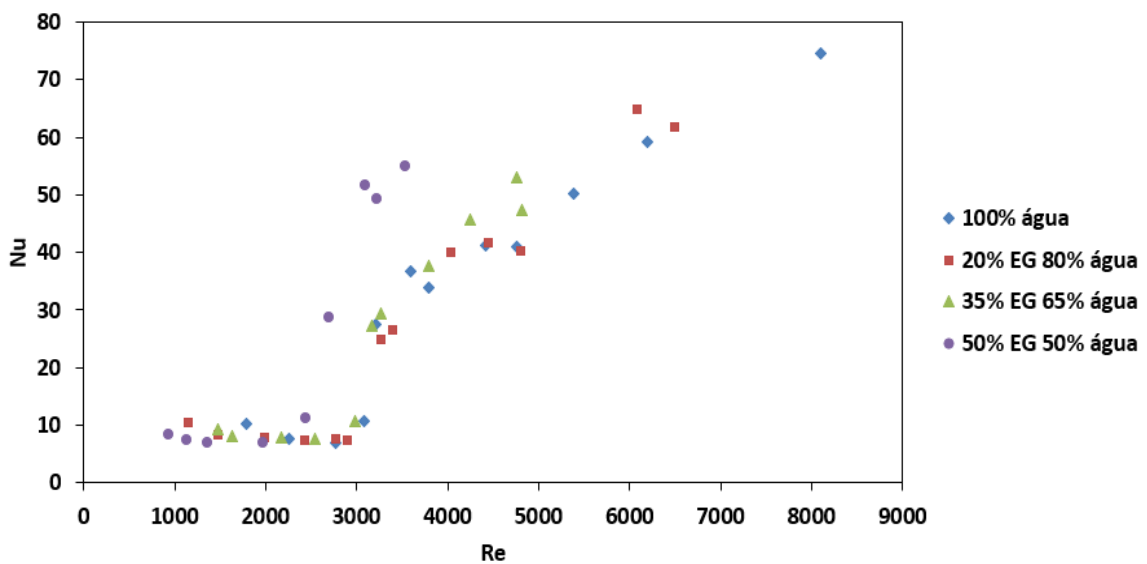


Fig. 4.14 - Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 20kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.



Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 30 kW/m<sup>2</sup>

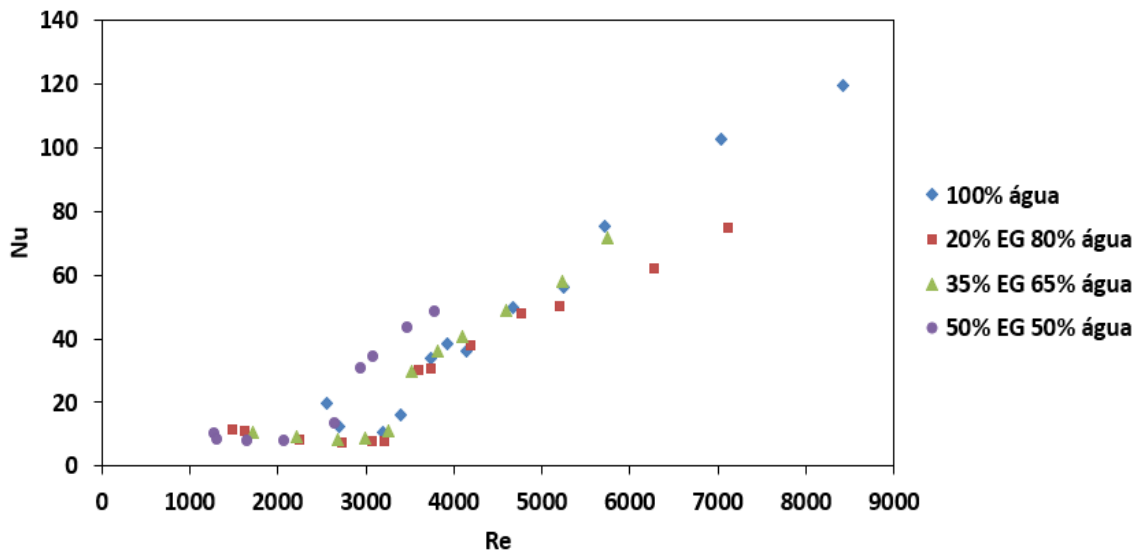


Fig. 4.15 - Número de Nusselt obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 30kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

Por observação dos gráficos apresentados nas Figuras 4.13 a 4.15, verifica-se que para o menor fluxo imposto de 10 kW/m<sup>2</sup>, o fluido para o qual a transição ocorre mais cedo, i.e. para números de Reynolds críticos menores é a mistura com 50% etilenoglicol e 50% água, começando a transição do regime laminar para o turbulento a ocorrer para  $Re \approx 2100$ , seguida da água destilada, seguida da mistura de 35% etilenoglicol e 65% água, e por fim, a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, que começa a transitar para  $Re \approx 2600$ .

Com o aumento da temperatura esta tendência mantém-se, mas a transição tende a ocorrer para números de Reynolds gradualmente maiores, para fluxos de calor impostos gradualmente mais altos. A maior alteração ocorre sempre para a mistura com maior percentagem de etilenoglicol. Assim para o fluxo imposto de 20 kW/m<sup>2</sup>, a transição do regime laminar para o turbulento começa por volta de  $Re \approx 2500$ , para a mistura com 50% de etilenoglicol, seguida de todos os outros fluidos, onde ocorre a transição mais ou menos ao mesmo tempo, para  $Re \approx 3000$ .

Finalmente para um fluxo imposto de 30 kW/m<sup>2</sup> a transição do regime laminar para o turbulento começa por volta de  $Re \approx 2700$ , para a mistura com 50% de etilenoglicol, seguida de todos os outros fluidos, onde ocorre a transição mais ou menos ao mesmo tempo, para  $Re \approx 3200$ . Este atraso na ocorrência da transição para números de Reynolds maiores está relacionado com o facto já referido da viscosidade dos fluidos e em particular do etilenoglicol (dada a sua elevada viscosidade), diminuir com a temperatura, aumentando assim o valor do número de Reynolds. As maiores diferenças com a temperatura parecem ocorrer para a mistura com maior percentagem de etilenoglicol (50%).

Por outro lado, o número de Nusselt aumenta mais com o aumento do fluxo imposto também para a mistura com maior percentagem de etilenoglicol, consistentemente com a hipótese de ocorrer uma variação mais abrupta das propriedades deste fluido com a temperatura, que permite assim um aumento mais significativo do número de Nusselt com o número de Reynolds, a partir de  $Re \approx 2500$

para um fluxo imposto de 20 kW/m<sup>2</sup> e a partir de  $Re \approx 2600$  para um fluxo imposto de 30 kW/m<sup>2</sup>. É difícil prever, devido à falta de informação relativamente a esta mistura (devido ao limite de funcionamento da bomba), se a partir de  $Re \approx 5500$  o Nu continuará superior em relação à água destilada e à mistura de 35% etilenoglicol e 65% água. Porém os resultados sugerem esta tendência, possivelmente devido a uma variação mais abrupta das propriedades do etilenoglicol com a temperatura.

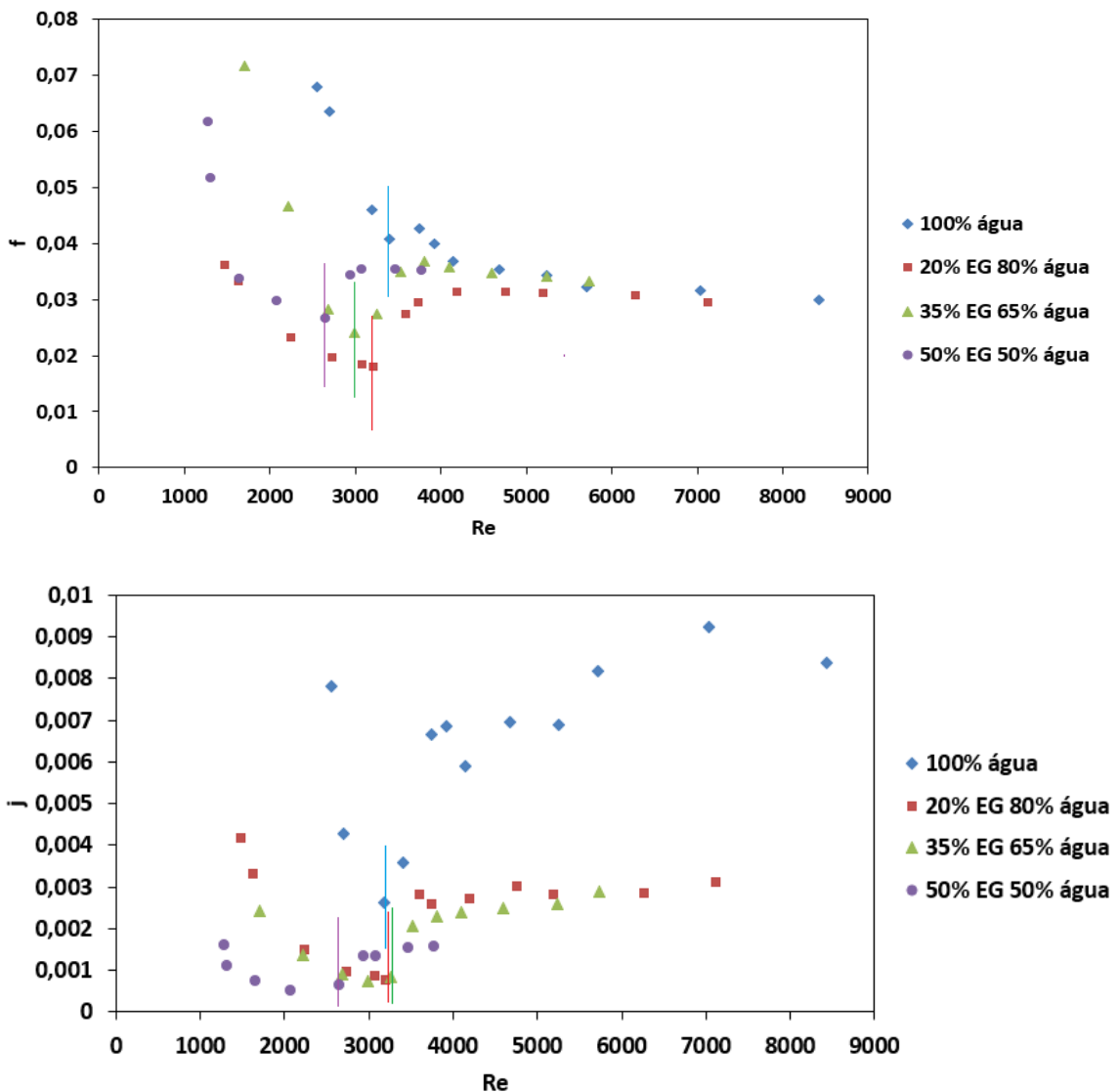
Em suma, esta análise permite concluir, com alguma segurança, que para fluxos de calor altos (20, 30 kW/m<sup>2</sup> e assume-se que para superiores também) o fluido que apresenta maior número de Nusselt, ou seja, melhor desempenho térmico, é a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água.

#### **4.5 Análise ao fator j-Colburn**

Com foi mencionando no capítulo 2, O fator j-Colburn  $j$  é um parâmetro bastante usado em Mecânica dos fluidos e Transmissão de calor dado que permite uma excelente comparação entre a transferência de calor e de quantidade de movimento. Neste trabalho em particular, o fator j-Colburn é particularmente útil porque fornece um rácio entre as trocas de calor representadas em termos do número de Nusselt e as perdas por atrito, o que nos permite avaliar já a relação entre possíveis melhorias na transferência de calor com o aumento da percentagem de etilenoglicol com a penalização de maiores perdas de carga em virtude da maior viscosidade deste fluido. Por outro lado, e seguindo o critério recentemente estabelecido por Meyer e Everts (2017), o factor j-Colburn é particularmente útil para conseguir identificar a região de transição do escoamento e perceber onde existe melhor desempenho térmico. Fez-se uma análise a este fator com o objetivo de validar os resultados obtidos anteriormente para o fator de atrito e número de Nusselt, nomeadamente na localização da transição, na gama de números de Reynolds.

Para tal, apresentam-se nas figuras 4.16 e 4.17, os resultados obtidos para o fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>. Os resultados obtidos para os fluxos de calor aplicados de 10 e 20 kW/m<sup>2</sup> encontram-se em anexo.

Fluxo de calor ( $q''_{imp}$ ) = 30kW/m<sup>2</sup>



Figs. 4.16 e 4.17 - Fator de atrito e fator j-Colburn obtidos experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 30kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).

Das figuras 4.16 e 4.17 é possível observar que o comportamento das curvas do fator de atrito e fator j-Colburn são consistentes, no entanto, a magnitude do fator de atrito é muito superior à do fator j-Colburn.

Em regime laminar, tanto o fator de atrito como o fator j-Colburn são elevados. No entanto, à medida que o número de Reynolds aumenta, ambos os fatores decrescem em valor, até ao final do regime laminar, sendo aí o valor  $Re$  mínimo de ambos os fatores. Em regime de transição ( $2700 \lesssim Re \lesssim 3500$ ) ambos os fatores aumentam, no entanto, o fator j-Colburn apresenta um aumento mais acentuado que o fator de atrito. Em regime turbulento, o fator de atrito desce progressivamente, enquanto que o fator j-Colburn aumenta, com o aumento do  $Re$ . Importa referir, que apesar do

aumento de ambos os fatores durante o regime de transição, ainda assim é em regime laminar onde se verifica o máximo valor obtido.

Observa-se que o fluido para o qual o fator j-Colburn foi superior foi a água destilada. No entanto, o fator de atrito medido foi muito elevado, pelo que se se quiser minimizar as perdas de carga, deve-se usar a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. Usando este fluido, a zona ótima de funcionamento de um permutador de calor seria para  $Re \approx 3300$ , onde o fator de atrito é mínimo e onde o fator j-Colburn já é alto.

Desta análise conclui-se que o fluido para o qual o fator j-Colburn foi superior foi a água destilada, pelo que este fluido teve o melhor desempenho térmico. No entanto, se se quiser minimizar as perdas de carga (fator de atrito), deve-se usar a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, visto que foi o fluido onde se verificou menor fator de atrito, principalmente na região imediatamente antes de e durante a transição, para todos os fluxos de trabalho estudados.

Os resultados apresentados até aqui permitem retirar algumas relações sobre o efeito da percentagem de etilenoglicol nos mecanismos de transferência de calor e hidrodinâmicos, mas não permitiram ainda retirar relações precisas sobre as recomendações a dar para equilibrar eventuais melhorias de transferência de calor com os custos penalizadores de um eventual aumento da perda de carga. As duas subsecções seguintes pretendem complementar a análise realizada.

#### 4.5.1 Derivada do fator j-Colburn

É notório na análise apresentada até aqui que um dos fatores determinantes nesta análise é um efeito inegável da percentagem de etilenoglicol na mistura, em alterar a região de transição entre os regimes laminar e turbulento. Neste contexto, a determinação da região da transição baseada na descontinuidade observada no fator de atrito é por vezes pouco precisa. Neste contexto, e seguindo a metodologia proposta por Meyer e Everts (2017) o início da transição do escoamento pode ser detetado pela derivada do fator j-Colburn. As figuras 4.18 a 4.20 mostram os resultados obtidos para este parâmetro para as várias misturas estudadas, em função do número de Reynolds, para os fluxos de calor estudados.

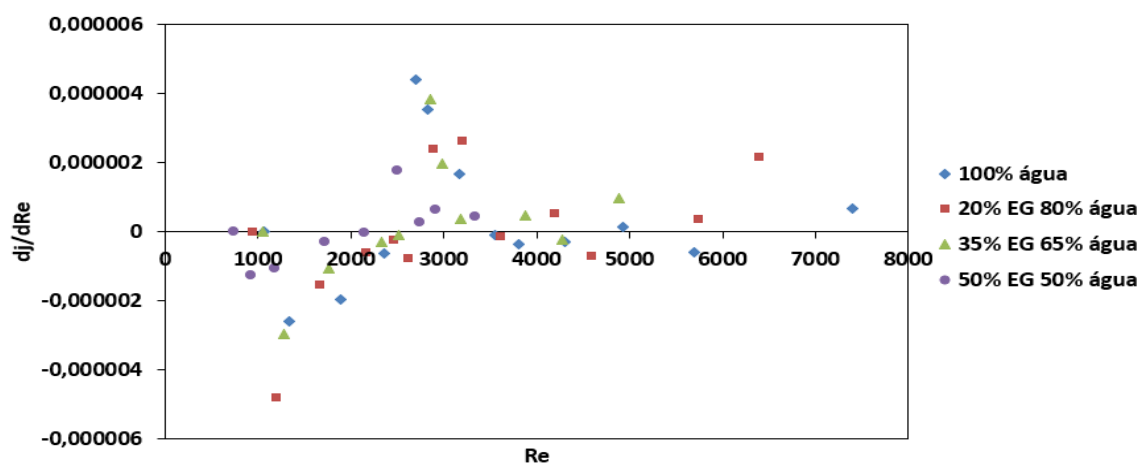


Fig. 4.18 - Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de  $10 \text{ kW/m}^2$ , em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

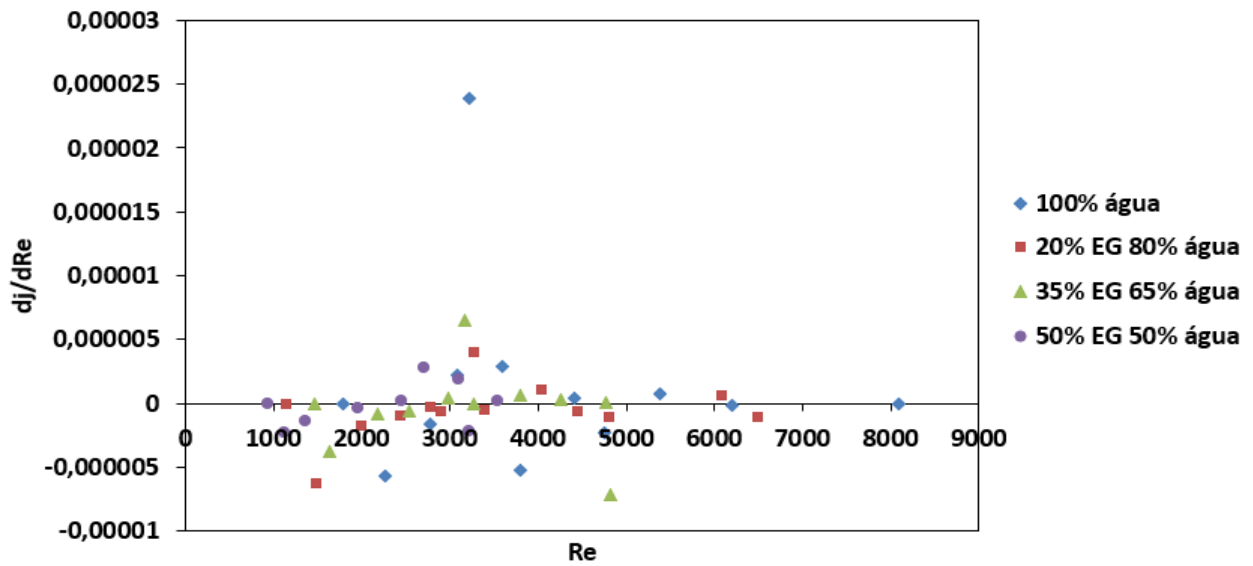


Fig. 4.19 - Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 20 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

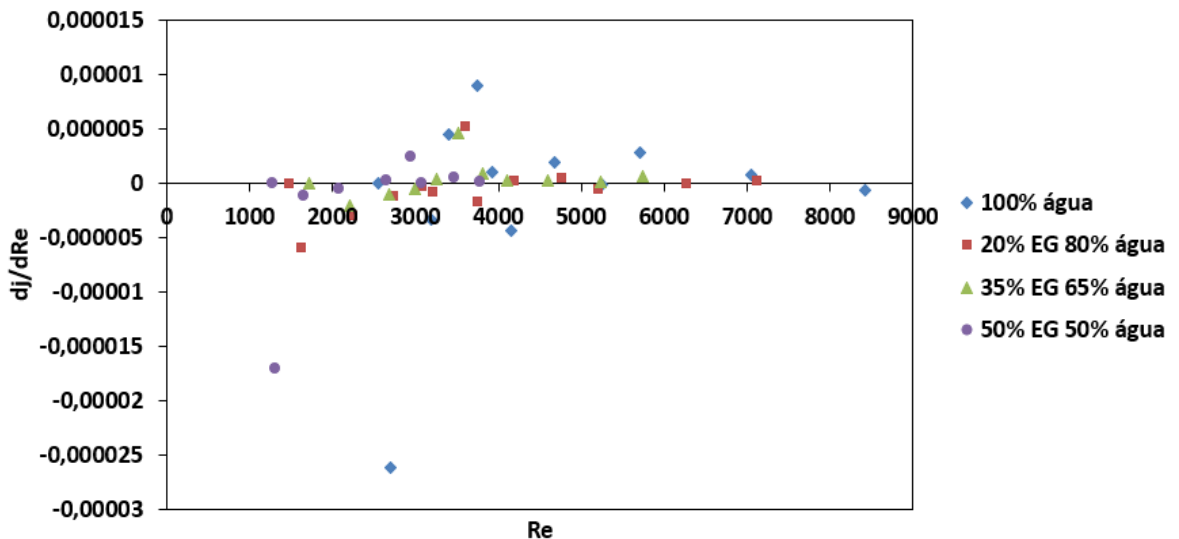


Fig. 4.20 - Derivada do fator j-Colburn obtida experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

O ponto de início da transição situa-se na primeira mudança de sinal da derivada do fator j-Colburn de negativo para positivo.

As figuras 4.18 a 4.20 permitem a confirmação da localização dos pontos de início de transição descritos anteriormente na análise das perdas de carga em condições diabáticas (com fluxo de calor aplicado).

#### 4.5.2 Análise do fator de desempenho térmico

Outro parâmetro útil que serve para determinar o desempenho térmico de um fluido, é o fator de desempenho térmico (em inglês "Thermal performance factor"), neste caso em relação à água

destilada. As figuras seguintes mostram os resultados obtidos para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas, em função do número de Reynolds, para os vários fluxos de calor estudados.

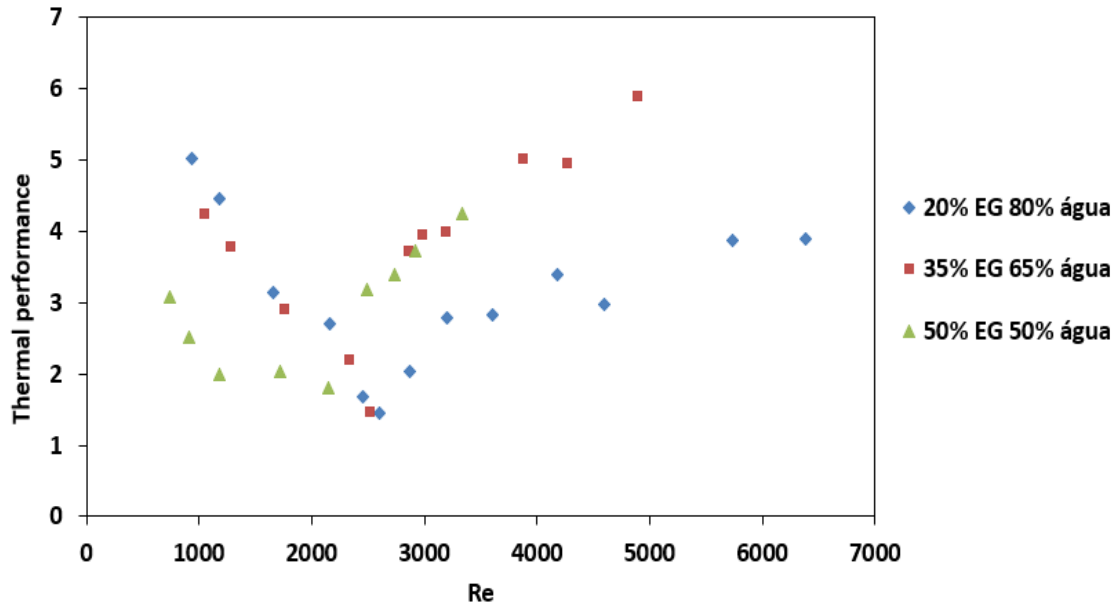


Fig. 4.21 - Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 10 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.

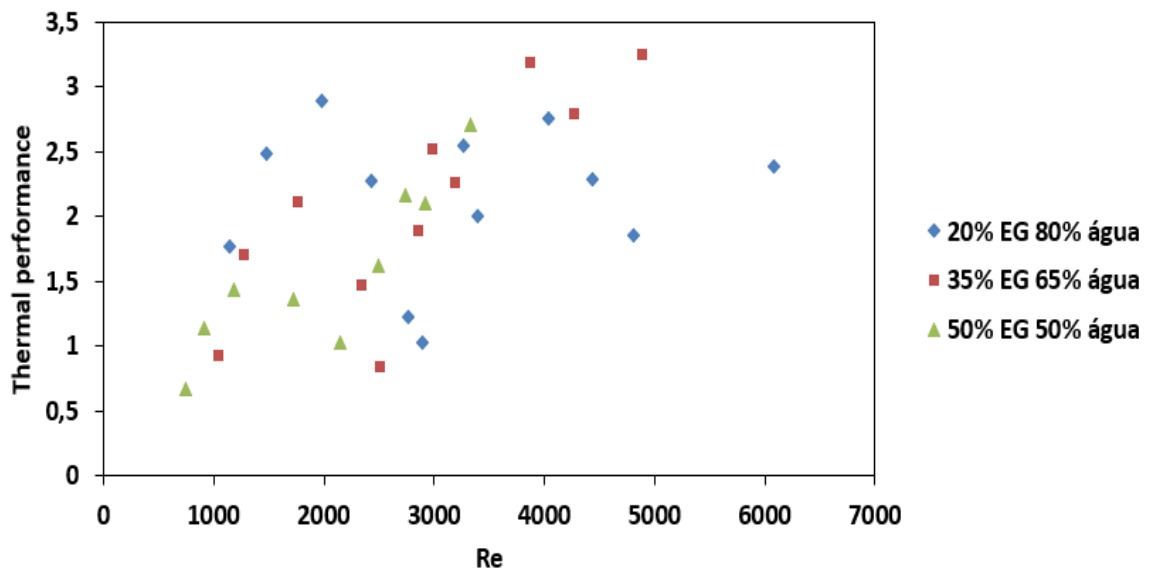


Fig. 4.22 - Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 20 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.

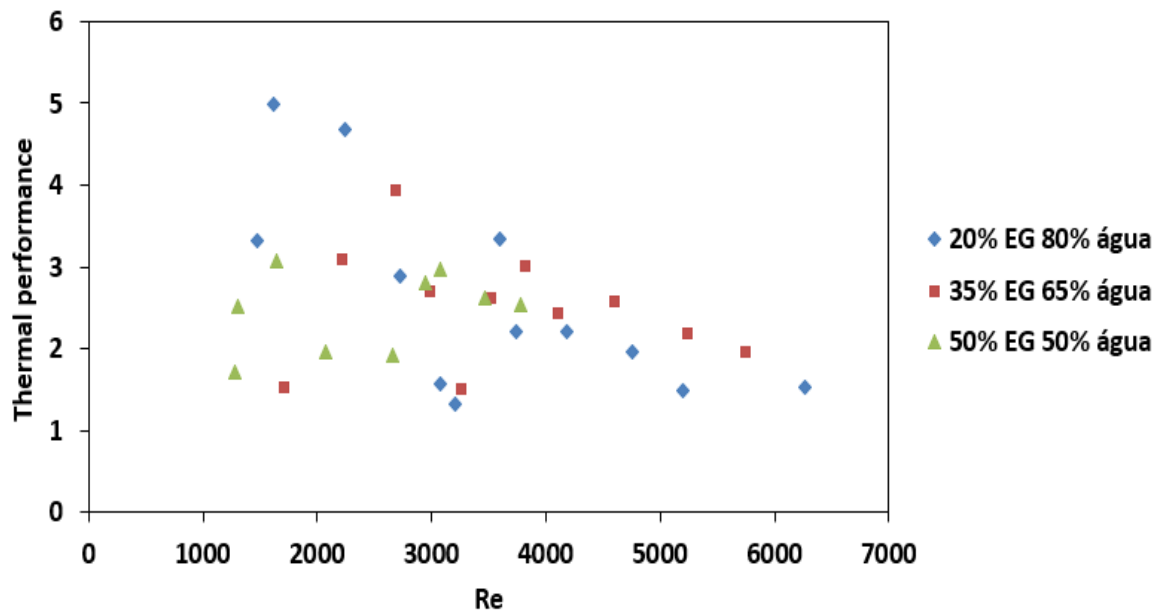


Fig. 4.23 - Fator de desempenho térmico obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 30 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para as 3 misturas de etilenoglicol e água estudadas.

As figuras anteriores permitem concluir que para regime laminar, a mistura que apresentou maior fator de desempenho térmico foi a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. Isto deve-se ao facto de, com base nas análises anteriores, se ter observado que esta mistura teve o menor fator de atrito e também apresentou valores semelhantes do número de Nusselt em regime laminar, em comparação com as outras misturas. Se se projetar um permutador de calor a trabalhar neste regime, esta deverá ser a mistura a ser utilizada.

Nota-se que existe um aumento brusco do fator de desempenho térmico em todos os fluidos para  $Re \sim 3000$ . Isto corresponde à região de transição, em que existe um aumento grande do número de Nusselt e um pequeno aumento do fator de atrito. Uma vez que o aumento percentual do número de Nusselt é superior ao do fator de atrito, o fator de desempenho térmico também aumenta.

Em regime turbulento, é possível observar que o fluido que apresenta o maior fator de desempenho térmico é a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água. Logo, é possível concluir que esta mistura é a que apresenta melhor desempenho térmico em regime turbulento. No entanto, as perdas de carga são mais altas para este fluido, pelo que se se projetar um permutador de calor a trabalhar neste regime e que use esta mistura, deve-se ter isso em conta.





## 5 Conclusões e considerações finais

### 5.1 Conclusões

O trabalho realizado nesta dissertação teve como objetivo principal realizar a caracterização experimental da perda de carga, e transferência de calor em escoamento interno num tubo liso para água e misturas de água com etilenoglicol, nos diferentes regimes de escoamento (laminar, de transição e turbulento), no sentido de averiguar qual o efeito que a variação da quantidade de etilenoglicol na mistura tem nas perdas de carga e transferência de calor, visto que ainda existe muita pouca informação na literatura sobre isso. Para além disto, realizou-se outro estudo em que se analisou as alterações das propriedades termofísicas dos fluidos antes e após os ensaios. Os resultados obtidos através da instalação experimental foram verificados de acordo com as correlações teóricas disponíveis na literatura, para os vários regimes de escoamento. Essa validação foi realizada através da utilização da água destilada como fluido de referência e envolveu uma análise de perdas de carga quantificadas pelo fator de atrito, e uma análise à transmissão de calor através do parâmetro número de Nusselt médio.

Inicialmente realizou-se uma análise às perdas térmicas do fluido. Estes ensaios permitiram concluir que a troca de calor é mais eficiente (ou seja, existem menos perdas térmicas) em regime turbulento do que em regime laminar, pelo que, quando é importante otimizar os gastos energéticos, este é um fator importante a considerar.

De seguida, realizou-se uma análise às perdas de carga do fluido. Para condições adiabáticas, em geral, o fator de atrito é maior para a mistura de 50% de etilenoglicol e 50% água, e menor para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. No entanto, para valores do número de Reynolds mais elevados (superior a 4500), a água destilada apresenta os valores mais baixos de fator de atrito. Para condições diabáticas, em geral, o fator de atrito é menor para a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água, visto que o aumento da temperatura devido à presença de fluxos de calor fez com que a viscosidade da água diminuísse (mais do que os outros fluidos, uma vez que havia sempre menos caudal a circular no sistema), levando a que a gama de valores do número de Reynolds para a qual se dá transição se deslocasse muito para a direita (no sentido de maiores valores do número de Reynolds), levando a que o fator de atrito fosse superior a todos os outros fluidos por muito mais tempo.

Realizou-se uma análise do mecanismo de convecção para verificar qual o tipo de convecção predominante nos ensaios realizados. O número de Richardson foi sempre bastante inferior a 0.1, em qualquer das condições de trabalho estudadas, para toda a gama de valores do número de Reynolds. Logo, pôde-se concluir que os ensaios experimentais foram realizados em regime de convecção forçada.

Os processos de transferência de calor foram caracterizados analisando o número de Nusselt e o fator  $j$ -Colburn, primeiro para cada mistura de fluido variando o fluxo de calor imposto e depois para

cada fluxo de calor estudado, comparando as diferentes misturas. Para a primeira análise, foi possível concluir que o aumento do fluxo de calor provoca um atraso na transição do escoamento do regime laminar para o turbulento, mas a variação do número de Nusselt varia de caso para caso. Para a segunda análise, foi possível concluir, com alguma segurança, que para fluxos de calor altos (20, 30 kW/m<sup>2</sup> e assume-se que para superiores também) o fluido que apresentou maior número de Nusselt, ou seja, melhor desempenho térmico, foi a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água.

O fluido para o qual o fator j-Colburn foi superior (para todos os fluxos de calor aplicados) foi a água destilada.

Para regime laminar, a mistura que apresentou maior fator de desempenho térmico foi a mistura de 20% etilenoglicol e 80% água. O fluido que apresentou o maior fator de desempenho térmico em regime turbulento foi a mistura de 50% etilenoglicol e 50% água, apesar de que para esta mistura, as perdas de carga são superiores.

## **5.2 Propostas para trabalho futuro**

Existem muitas formas de complementar este trabalho, visto que é uma temática ainda pouco estudada.

Em primeiro lugar, não foi possível estudar misturas mais ricas em etilenoglicol (mais de 50% em volume), visto que para se obterem as mesmas gamas do número de Reynolds, a fim de se conseguir cobrir todos os regimes de escoamento e ter-se um estudo mais completo, são necessários caudais muito maiores (devido à maior viscosidade do fluido), o que a bomba utilizada não permitiu. Por exemplo, para a mistura de 50% de etilenoglicol e 50% água, o número de Reynolds máximo que se conseguiu estudar foi aproximadamente 3500, que mal cobre o regime turbulento de escoamento.

Por outro lado, o estudo foi realizado apenas para uma temperatura de entrada na secção de desenvolvimento de aproximadamente 25°C. Seria interessante estudar o comportamento hidrodinâmico e térmico dos diversos fluidos com mudança de fase, ou seja, teria que se ter temperaturas à entrada muito superiores.

Outra variante interessante para este estudo seria fazê-lo com tubos corrugados e comparar os resultados obtidos com os do tubo liso presente neste trabalho.

Este trabalho teve apenas componente experimental. Outra proposta de trabalho seria complementar este estudo com uma componente numérica, a fim de se procurar validar e comparar os resultados obtidos.





## Referências

- [1] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S., (2011). *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. Rio de Janeiro: John Wiley & Sons.
- [2] Everts, M., & Meyer, J. P. (2017). Heat transfer of developing and fully developed flow in smooth horizontal tubes in the transitional flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *117*, 1331-1351.
- [3] Andrade, F. (2018). *Caracterização Experimental da Transmissão de Calor em Escoamentos no Interior de Tubos Corrugados*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Lisboa: Instituto Superior Técnico.
- [4] Cautela, R. (2019). *Descrição dos mecanismos de ebulição em meio quiescente usando superfícies bifílicas*. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Lisboa: Instituto Superior Técnico.
- [5] Ghajar, A. J., & Tam, L. M. (1994). Heat transfer measurements and correlations in the transition region for a circular tube with three different inlet configurations. *Experimental thermal and fluid science*, *8*(1), 79-90.
- [6] Tam, H. K., Tam, L. M., & Ghajar, A. J. (2012). Effect of inlet geometries and heating on the entrance and fully-developed friction factors in the laminar and transition regions of a horizontal tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *44*, 680–696.
- [7] Andrade, F., Moita, A. S., Nikulin, A., Moreira, A. L. N., Santos, H. (2019). Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *140*, 940–955.
- [8] Everts, M., & Meyer, J. P. (2015). *Heat transfer characteristics of developing flow in the transitional flow regime of a solar receiver tube*. Presented at the 3<sup>rd</sup> Southern African Solar Energy Conference, South Africa.205.
- [9] Romeo, E., Royo, C., & Monzón, A. (2001). Improved explicit equations for estimation of the friction factor in rough and smooth pipes. *Chemical Engineering Journal*, *86*, 369–374.
- [10] Promvonge, P., & Thianpong, C. (2008). Thermal performance assessment of turbulent channel flows over different shaped ribs. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *35*, 1327–1334.
- [11] Taylor, B. N., & Kuyatt, C. E. (1994). Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. *NIST Technical Note*, *1297*, 20.
- [12] Bohne, D., Fischer, S., & Obermeier, E. (1984). Thermal conductivity, Density, Viscosity, and Prandtl-Numbers of Ethylene Glycol-Water Mixtures. *Ber. Bunsenges. Phys. Chem.* *88*, 739-742.
- [13] Tam, L. M., & Ghajar, A. J. (1997). Effect of Inlet Geometry and Heating on the Fully Developed Friction Factor in the Transition Region of a Horizontal Tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *15*(1), 52–64.
- [14] Nikulin, A., Moita, A. S., Moreira, A. L. N., Murshed, S. M. S., Humnic, A., Grosu, Y., Faik, A., Nieto-Maestre, J., & Khliyeva, O. (2018). Effect of Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> nanoparticles on laminar, transient and turbulent flow of isopropyl alcohol. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *130*, 1032–1044.
- [15] Fang, X., Xu, Y., & Zhou, Z. (2010). New correlations of single-phase friction factor for turbulent pipe flow and evaluation of existing single-phase friction factor correlations. *Nuclear Engineering and Design*, *241*, 897–902.
- [16] Brederode, V. (2014). *Aerodinâmica Incompressível: Fundamentos*. Lisboa, Portugal: IST Press.

- [17] Yue, H., Zhao, Y., Ma, X., & Gong, J. (2011). Ethylene glycol: properties, synthesis, and applications. *Chemical Society Reviews*, 41, 4218–4244.
- [18] Klotzbucher, T., Kappler, A., Straub, K. L., & Haderlein, S. B. (2007). Biodegradability and groundwater pollutant potential of organic anti-freeze liquids used in borehole heat exchangers. *Geothermics*, 36, 348–361.
- [19] Santambrogio, M., Perrucci, G., Trueba, M., Trasatti, S. P., & Casaletto, M. P. (2016). Effect of major degradation products of ethylene glycol aqueous solutions on steel corrosion. *Electrochimica Acta*, 203, 439–450.
- [20] Engineering ToolBox, (2001). Disponível no endereço: <https://www.engineeringtoolbox.com>.
- [21] Bejan, A., & Lorente, S. (2008). *Design with Constructal Theory*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- [22] Xu, J. L., Zhang, W., Wang, Q. W., & Su, Q. C. (2006). Flow instability and transient flow patterns inside intercrossed silicon microchannel array in a micro-timescale. *International Journal of Multiphase Flow*, 32, 568–592.
- [23] BIPM, I., IFCC, I., & ISO, I. (2008). Evaluation of Measurement Data—Supplement 1 to the Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement. *Bureau International des Poids et Mesures, JCGM*, 101.
- [24] Everts, M. (2014). *Heat transfer and pressure drop of developing flow in smooth tubes in the transitional flow regime* (master's dissertation). University of Pretoria, South Africa.
- [25] Shah, R. K., & London, A. L. (2014). *Laminar flow forced convection in ducts: a source book for compact heat exchanger analytical data*. NY: Academic Press.
- [26] Utomo, A. T., Haghghi, E. B., Zavareh, A. I., Ghanbarpourgeravi, M., Poth, H., Khodabandeh, R., ..., & Pacek, A. W. (2014). The effect of nanoparticles on laminar heat transfer in a horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 69, 77-91.
- [27] Zhang, L., Zhang, R. L., Xiao, S. D., Jiang, J., & Le, J. L. (2013). Experimental investigation on heat transfer correlations of n-decane under supercritical pressure. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 393–400.
- [28] Vicente, P. G., García, A., & Viedma, A. (2004a). Mixed convection heat transfer and isothermal pressure drop in corrugated tubes for laminar and transition flow. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 31(5), 651–662.
- [29] Ji, W. T., Jacobi, A. M., He, Y. L., & Tao, W. Q. (2015). Summary and evaluation on single-phase heat transfer enhancement techniques of liquid laminar and turbulent pipe flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 88, 735–754.
- [30] Petukhov, B. S. (1970). Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties. *Advances in Heat Transfer*.







## Anexos

**Tabela A.1** - Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 10 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1046	337,9	302,5	10,5
1275	335,7	301,6	10,2
1762	335,7	307,9	8,3
2335	335,7	317,8	5,3
2509	337,3	311,1	7,8
2860	338,8	329,1	2,9
2986	340,3	318,0	6,6
3183	340,3	327,7	3,7
3873	340,3	337,3	0,9
4269	341,9	329,5	3,6
4889	340,3	347,2	-2,0

**Tabela A.2** - Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 10 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
739	332,0	294,5	11,3
916	330,5	306,4	7,3
1178	333,5	302,2	9,4
1723	335,1	315,3	5,9
2145	336,6	313,4	6,9
2495	338,1	328,0	3,0
2737	338,1	333,0	1,5
2914	339,7	327,0	3,7
3334	338,1	349,9	-3,5

**Tabela A.3** - Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 20 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1470	656,2	580,2	11,6
1633	655,3	589,5	10,0
2175	655,3	604,0	7,8
2546	659,7	602,2	8,7
2988	659,7	628,8	4,7
3160	668,4	633,4	5,2
3273	668,4	622,6	6,9
3799	668,4	643,0	3,8
4253	672,7	652,4	3,0
4763	674,9	656,9	2,7
4821	677,0	623,0	8,0

**Tabela A.4** - Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 20 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
930	663,6	584,6	11,9
1128	671,0	608,6	9,3
1367	675,4	605,5	10,4
1966	675,4	636,8	5,7
2446	672,3	648,9	3,5
2700	678,0	652,9	3,7
3103	680,2	679,7	0,1
3220	672,7	647,6	3,7
3542	672,7	679,4	-1,0

**Tabela A.5** - Perdas térmicas obtidas para 35% etilenoglicol e 65% água, em regime de fluxo de calor = 30 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1710	981,9	875,5	10,8
2213	987,2	886,1	10,2
2683	992,6	907,7	8,6
2988	988,9	900,5	8,9
3256	1007,1	931,5	7,5
3522	1026,0	957,7	6,7
3812	1028,7	956,2	7,1
4102	1013,0	960,7	5,2
4599	1015,7	966,7	4,8
5234	1018,4	987,5	3,0
5740	1018,4	1002,9	1,5

**Tabela A.6** - Perdas térmicas obtidas para 50% etilenoglicol e 50% água, em regime de fluxo de calor = 30 kW/m<sup>2</sup>.

Re (-)	Q <sub>imposto</sub> (W)	Q <sub>efetivo</sub> (W)	P <sub>term</sub> (%)
1281	990,9	874,5	11,8
1311	999,0	879,2	12,0
1648	999,0	907,9	9,1
2077	1000,7	910,4	9,0
2657	1011,4	963,8	4,7
2943	1024,9	978,9	4,5
3079	1027,6	960,0	6,6
3467	1027,6	989,0	3,8
3780	1023,8	995,6	2,8

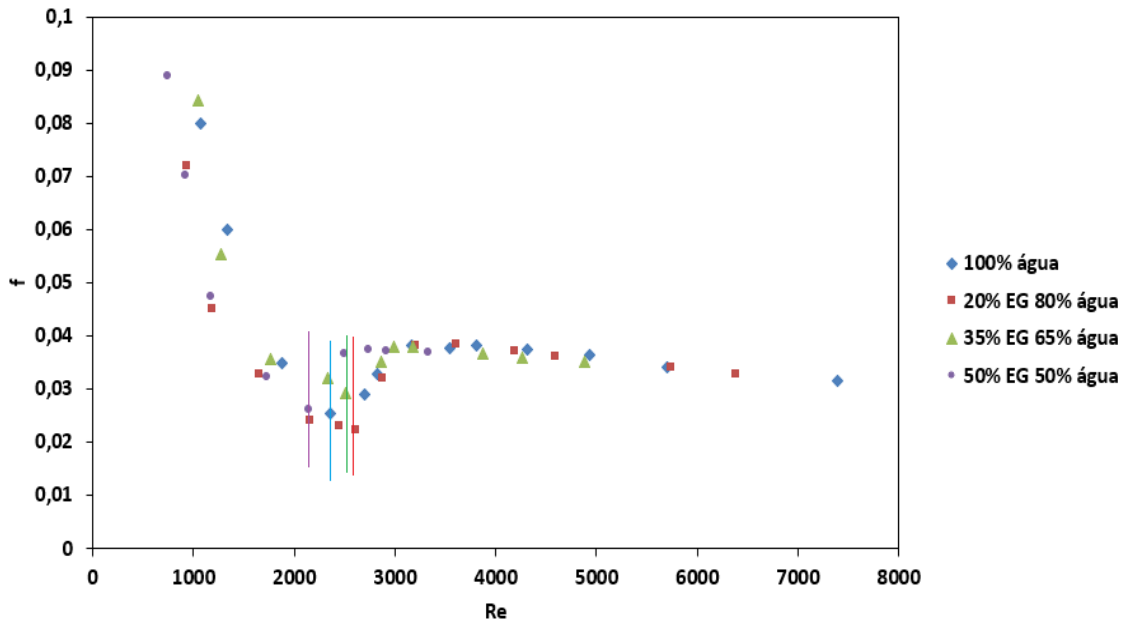


Fig. A.1 - Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 10 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).

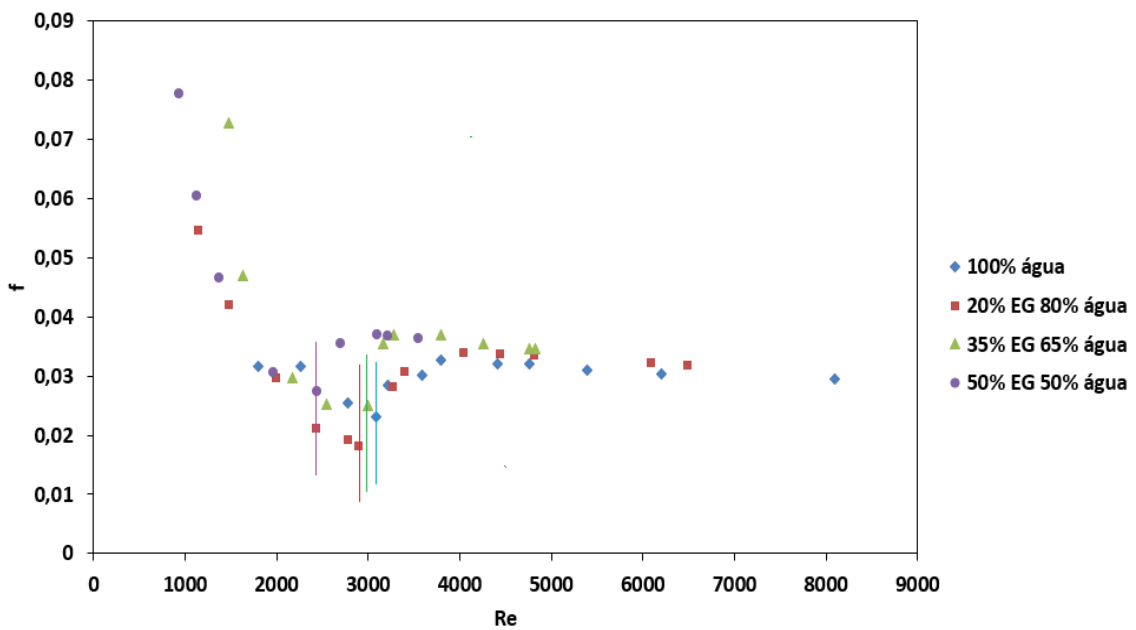


Fig. A.2 - Fator de atrito obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 20 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados (as linhas verticais representam o início da transição para cada fluido respetivamente).

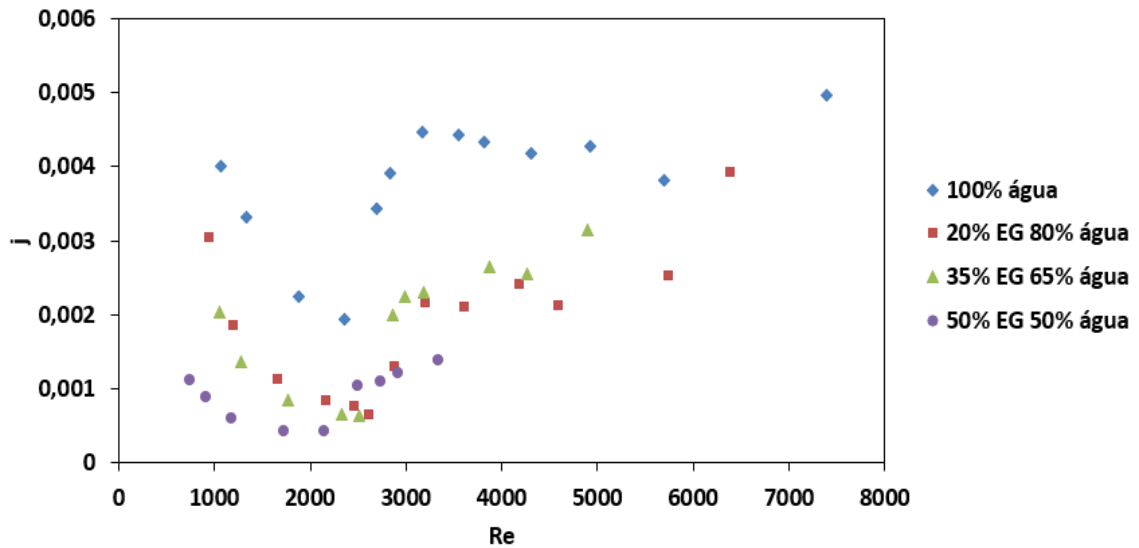


Fig. A.3 - Fator j-Colburn obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 10 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.

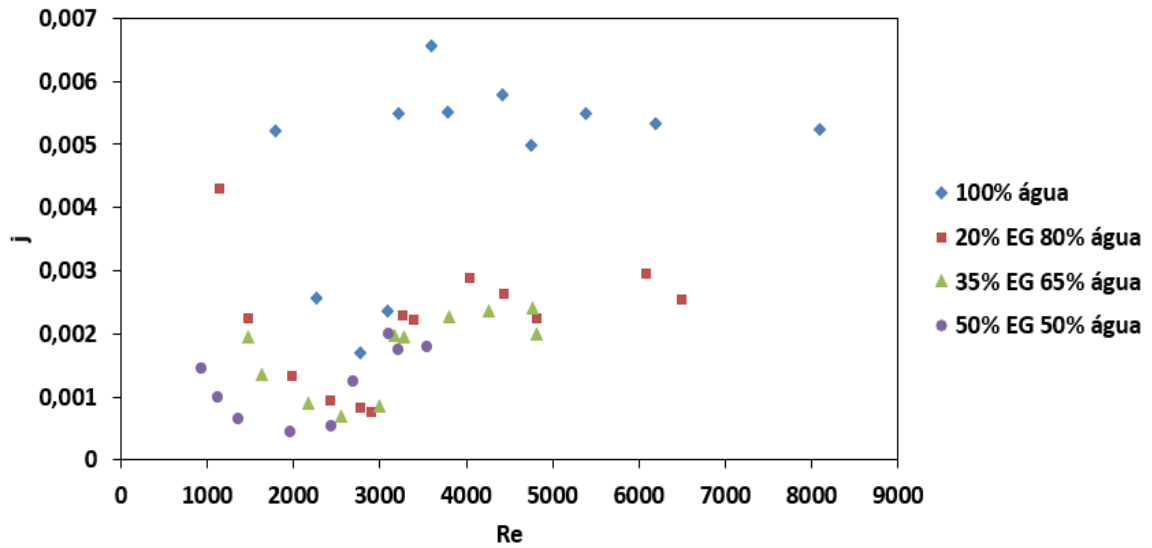


Fig. A.4 - Fator j-Colburn obtido experimentalmente, para um fluxo de calor aplicado de 20 kW/m<sup>2</sup>, em função do número de Reynolds, para os 4 fluidos de trabalho estudados.