

Estudo do desempenho térmico de duas unidades de armazenamento de calor latente

Tiago Daniel da Cunha Rocha

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho

Orientador no INEGI: Ana Gomes Magalhães



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho 2018

“Na vida, o que é preciso é ter uma fé robusta e não acreditar em nada.”

Émile Zola

Resumo

Nesta dissertação descreve-se o trabalho experimental realizado para avaliar o desempenho térmico de duas unidades de armazenamento de calor latente. Nas duas unidades, o material de mudança de fase, um derivado do manitol cuja temperatura de mudança de fase é cerca de 164 °C, encontra-se no interior de reservatórios tubulares e o fluido de transferência de calor, Therminol 66, escoa em torno destes. Recorreu-se a uma instalação experimental que permite carregar e descarregar a unidade de armazenamento de forma a simular o seu funcionamento quando integrada, por exemplo, num sistema solar térmico.

Numa das unidades, o escoamento vertical do termofluido é paralelo a uma cápsula que se encontra disposta na vertical e que contém o material de mudança de fase. Na outra, que é composta por uma camada de três tubos que fazem um ângulo de aproximadamente 5° com a horizontal, e dentro dos quais está o material de mudança de fase, o escoamento do termofluido é praticamente perpendicular aos tubos.

Foram realizados diversos ensaios às duas unidades para diferentes caudais de termofluido. Verificou-se que a taxa a que ocorrem os processos de carga e descarga de energia não depende de forma significativa do caudal de fluido de transferência de calor que escoar em torno dos reservatórios tubulares, o que se deve ao facto da resistência térmica ser muito mais elevada no seu interior do que no exterior.

Determinaram-se ainda os diversos coeficientes de transferência de calor. O valor médio do coeficiente global de transferência de calor no caso da unidade com uma cápsula disposta na vertical é de 800 W/(m² K), enquanto que para a unidade com uma camada de três tubos é de 350 W/(m² K). Isto deve-se à importância que a convecção natural assume na transferência de calor do lado do material de mudança de fase e que é favorecida pela disposição vertical da cápsula.

Study of the thermal performance of two latent heat storage units

Abstract

The present dissertation reports an experimental work to evaluate the thermal performance of two latent heat storage units. In these units, the phase change material, a mannitol derivative with a phase changing temperature of 164 °C, is inside cylindrical reservoirs and a heat transfer fluid, Therminol 66, flows around them. The installation used in this experimental work allows the charge and discharge of the storage unit to simulate the way it works when integrated in a solar system.

In one of the units, the external flow of the thermofluid is parallel to a capsule disposed in the vertical direction, while in the other there are three tubes disposed at about 5° relative to the horizontal, in a layer approximately perpendicular to the external flow of the thermofluid.

Several experiments took place in the two units for different flows of the thermofluid. The experimental results demonstrated that the rate of the energy charge and discharge does not significantly depend on the thermofluid flow because the thermal resistance in the interior of the capsules dominates the heat transfer rate.

Several heat transfer coefficients have been determined. The average value of the global heat coefficient, in the unit with the vertically disposed capsule, is 800 W/(m²K), while in the unit with the layer composed by the three horizontal pipes is 350 W/(m²K). These results are explained by the importance of the natural convection in the heat transfer inside of the phase change material, which is favoured in the vertical disposition of the capsule.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares de Pinho, por todo o apoio e paciência que teve comigo. Agradeço-lhe pela sua boa disposição, compreensão, conselhos e total disponibilidade que revelou em todas as fases do trabalho e, acima de tudo, pela confiança que depositou em mim.

Ao Engenheiro Victor Ferreira pelo apoio na preparação da instalação, sugestões e motivação nos momentos cruciais, sem os quais a realização desta dissertação não teria sido possível.

À minha orientadora no INEGI, Engenheira Ana Gomes Magalhães, agradeço pela disponibilidade e sugestões facultadas.

Aos meus pais e irmão, pelo apoio que me deram em todas as fases da minha vida, que se revelou crucial para a elaboração desta dissertação. Agradeço-lhes a sua compreensão e a habitual motivação com que pude contar ao longo deste trabalho.

À Maria pela paciência que tem comigo.

Ao meu grande amigo Luís Pereira, pelo seu apoio incondicional, pela grande ajuda que me deu ao longo do projecto, inclusive nas revisões finais, pelo ânimo, alegria e crédito que me motivaram a concluir este trabalho. Agradeço por todas as suas valiosas críticas e sugestões de trabalho.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento do projeto	2
1.2	INEGI	2
1.3	Objetivos do projeto	2
1.4	Estrutura da dissertação	2
2	Estado da arte	3
2.1	Armazenamento de energia térmica	3
2.1.1	Armazenamento de calor latente.....	3
2.2	Materiais de mudança de fase	4
2.3	Aplicações de materiais de mudança de fase em sistemas de energia solar	5
2.3.1	Centrais Solares de Concentração.....	5
2.3.2	Sistemas solares térmicos de pequena escala	14
2.3.3	Configurações dos armazenamentos de calor latente	18
3	Instalação e procedimento experimental	23
3.1	Componentes da instalação experimental	23
3.1.1	Sistema de aquecimento	23
3.1.2	Sistema de arrefecimento.....	24
3.1.3	Sistema de Bombagem	24
3.1.4	Fluido de transferência de calor	25
3.1.5	Tubagem.....	25
3.1.6	Válvulas	25
3.1.7	Sistema de aquisição de dados.....	25
3.1.8	Vaso de expansão	26
3.1.9	Sistema de medição do caudal	26
3.1.10	Permutador de testes ou unidade de armazenamento de calor latente	27
3.2	Descrição dos circuitos de aquecimento e arrefecimento	28
3.2.1	Circuito de aquecimento	29
3.2.2	Circuito de arrefecimento	29
3.3	Procedimento experimental.....	30
3.3.1	Aquecimento.....	30
3.3.2	Arrefecimento	30
4	Material de mudança de fase em estudo: PlusICE A164	31
5	Permutador de testes com uma cápsula disposta na vertical	33

5.1	Propriedades e dimensões da cápsula	33
5.2	Permutador de testes	34
5.3	Instrumentação de medição utilizada	34
5.4	Massa de material de mudança de fase introduzida na cápsula	35
5.5	Ensaio realizado.....	36
5.5.1	Evolução da temperatura no interior da cápsula	37
5.5.2	Coeficientes de transferência de calor	41
6	Permutador de testes com camada única de três tubos	47
6.1	Permutador de testes	47
6.2	Instrumentação de medição utilizada	48
6.3	Massa de material de mudança de fase introduzida nos tubos	50
6.4	Ensaio realizado.....	50
6.4.1	Evolução da temperatura do material de mudança de fase no interior dos tubos.....	51
6.4.2	Coeficientes de transferência de calor	54
7	Conclusões	59
8	Trabalhos Futuros	61
	Referências	63
ANEXO A:	Características da bomba centrífuga	65
ANEXO B:	Propriedades do termofluido.....	67
ANEXO C:	Programa de aquisição de dados	69
ANEXO D:	Caraterísticas e calibração da placa orifício	71
ANEXO E:	Evolução da temperatura do material de mudança de fase no permutador de testes com camada única de três tubos	77

Abreviaturas e Nomenclatura

Abreviaturas

HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i> Fluido de transferência de calor
LCE	<i>Levelized Cost of Energy</i> Método do custo total da energia obtida
PCM	<i>Phase Change Material</i> Material de mudança de fase
TES	<i>Thermal Energy Storage</i> Armazenamento de energia térmica

Nomenclatura

Designação	Definição	Unidades
A_{ext}	Área exterior da cápsula	m ²
c	Calor específico	kg/kJK
C_D	Coefficiente de descarga	-
D	Diâmetro da cápsula	m
D_h	Diâmetro hidráulico	m
F_{eg}	Fator de correção da compressibilidade do gás	-
F_{et}	Fator de correção da expansão térmica	-
h_{ext}	Coefficiente de transferência de calor do lado do termofluido	W/m ² K
h_{int}	Coefficiente de transferência de calor no material de mudança de fase	W/m ² K
h_{mf}	Entalpia de mudança de fase	kJ/kg
k	Condutibilidade térmica	W/mK
L	Comprimento da cápsula	m
m	Massa	kg
\dot{m}	Caudal mássico de termofluido	kg/s
Nu	Número de Nusselt	-
Pr	Número de Prandtl	-
Q	Energia Térmica	J
\dot{Q}	Potência calorífica	W
r	Raio da cápsula	m
Re	Número de Reynolds	-
s_x	Desvio padrão da amostra	-
T_1, T_2, \dots, T_N	Termopar no interior da cápsula	-
T_{ent}	Temperatura de entrada do termofluido no permutador de testes	°C

T_{par}	Temperatura da parede dos reservatórios tubulares	°C
T_{PCM}	Temperatura do material de mudança de fase	°C
T_{sai}	Temperatura de saída do termofluido do permutador de testes	°C
U	Coefficiente global de transferência de calor	W/m ² K
v	Velocidade do escoamento	m/s
V	Tensão	V
V_{max}	Velocidade máxima do termofluido na matriz de tubos	m/s
\bar{X}	Valor médio das leituras	-
X_i	Leitura i	-
β	Razão de diâmetros	-
μ	Viscosidade dinâmica	Pa.s
ρ	Massa volúmica	kg/m ³
ΔT_{ml}	Diferença de temperatura média logarítmica	°C
ΔV	Diferencial de tensão	V

Índice de Figuras

Figura 2.1: Coletor solar térmico, com concentrador da radiação solar (espelhos refletores parabólicos) e tubo recetor (onde circula o fluido de transferência de calor) (Fleischer, 2015).	6
Figura 2.2: Exemplo de central solar de concentração, com armazenamento de energia térmica e onde a geração de vapor acontece pelo processo direto (adaptado de Fleischer (2015)).	6
Figura 2.3: Vistas do reservatório de armazenamento de energia térmica durante o processo de descarga do sistema, onde se pode constatar o efeito dos caloductos: (a) vista longitudinal e (b) vista transversal (adaptado de Robak et al. (2011)).	9
Figura 2.4: Esquema das instalações da Central Solar Tres (central de torre), que tem implementado um sistema de armazenamento de energia térmica direto de dois reservatórios (adaptado de Gil et al. (2010)).	11
Figura 2.5: Esquema das instalações de uma central solar de concentração, que tem implementado um sistema de armazenamento de energia térmica indireto de dois reservatórios (adaptado de Gil et al. (2010)).	12
Figura 2.6: Esquema de uma central solar de concentração, com um sistema de armazenamento de reservatório único incorporado (adaptado de Gil et al. (2010)).	13
Figura 2.7: Exemplo de uma central solar de concentração, que tem incorporado um sistema de armazenamento passivo de energia térmica (adaptado de Gil et al. (2010)).	14
Figura 2.8: Sistema solar térmico de aquecimento de águas domésticas com armazenamento extra de energia através de materiais de mudança de fase (adaptado de Fleischer (2015)).	15
Figura 2.9: Reservatório de armazenamento de água quente com um sistema de armazenamento de calor latente incorporado na sua parte superior (Solé et al., 2007).	16
Figura 2.10: Esquema do sistema de aquecimento de uma estufa com uma unidade de armazenamento de calor latente incorporada (adaptado de Öztürk (2005)).	16
Figura 2.11: Sistema de aquecimento com bomba de calor em que a fonte quente é água aquecida num sistema solar térmico com um reservatório de armazenamento de calor latente integrado (adaptado de Esen (2000)).	17
Figura 2.12: Reservatório de armazenamento de energia térmica com configuração de leitos fixos (Fleischer, 2015).	19
Figura 2.13: Unidade de armazenamento de calor latente de carcaça e tubos (adaptado de Fleischer (2015)).	20
Figura 2.14: Unidade de armazenamento de calor latente com a carcaça dividida em três secções (Fleischer, 2015).	21
Figura 3.1: Aquecedor utilizado na instalação experimental (Trindade, 2018).	23
Figura 3.2: Controlador de temperatura do tipo liga/desliga (Trindade, 2018).	24
Figura 3.3: Permutador de calor utilizado na instalação experimental.	24
Figura 3.4: Caudalímetro do circuito de água (Esteves, 2016).	24
Figura 3.5: Grupo de bombagem (Trindade, 2018).	25
Figura 3.6: Variador de frequência (Trindade, 2018).	25
Figura 3.7: Placas de aquisição de dados.	26

Figura 3.8: Vaso de expansão (Trindade, 2018).	26
Figura 3.9: Transdutor de pressão (Trindade, 2018).	27
Figura 3.10: Fonte de alimentação do transdutor de pressão (Trindade, 2018).	27
Figura 3.11: Permutador de testes com cápsula disposta na vertical (lado esquerdo); Permutador de testes com camada única de três tubos (lado direito).	28
Figura 3.12: Instalação experimental.	28
Figura 3.13: Esquema da instalação experimental. A- Aquecedor; B- Permutador de calor; C- Bomba centrífuga; D- Permutador de testes; E- Purga de ar; P- Placa orifício; V- Vaso de expansão (Trindade, 2018).	29
Figura 3.14: Esquema do circuito de aquecimento. A- Aquecedor; B- Bomba centrífuga; C- Permutador de testes.	29
Figura 3.15: Esquema do circuito de arrefecimento. A- Permutador de calor; B- Bomba centrífuga; C-Permutador de testes.	30
Figura 4.1: Fórmula molecular do manitol e o seu aspeto antes e após ser alvo do processo de fusão pela primeira vez (adaptado de Trhlikova et al. (2015)).	32
Figura 5.1: Representação da cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes (adaptado de Trindade (2018)).	34
Figura 5.2: Representação do conjunto permutador de testes/cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes (adaptado de Trindade (2018)).	34
Figura 5.3: Representação da cápsula com indicação da disposição dos termopares no seu interior (adaptado de Trindade (2018)).	35
Figura 5.4: Permutador de testes e tomadas de temperatura: (A) entrada do permutador; (B) saída do permutador (Trindade, 2018).	35
Figura 5.5: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz.	38
Figura 5.6: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz.	38
Figura 5.7: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz.	40
Figura 5.8: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz.	40
Figura 5.9: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	42
Figura 5.10: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	43
Figura 5.11: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	44

Figura 5.12: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	44
Figura 5.13: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	45
Figura 5.14: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	45
Figura 6.1: Representação do permutador de testes.	47
Figura 6.2: Desenho 2D do permutador de testes.....	48
Figura 6.3: Representação do permutador de testes com indicação da disposição dos termopares no seu interior.	49
Figura 6.4: Permutador de testes e tomadas de temperatura: (A) entrada do permutador; (B) saída do permutador;	49
Figura 6.5: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).	52
Figura 6.6: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).	53
Figura 6.7: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;.....	54
Figura 6.8: Matriz de tubos alinhados com indicação da designação das dimensões relevantes (Incropera et al., 2011).	56
Figura 6.9: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	57
Figura 6.10: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;	58
Figura A. 1: Ficha da bomba centrífuga.	65
Figura C. 1: Imagem da folha de trabalho desenvolvida no programa DASyLab para o processo de aquecimento.	69
Figura C. 2: Imagem do programa DASyLab no início do processo de aquecimento.	69
Figura D. 1: Desenho de construção da placa orifício (Esteves, 2016).....	71
Figura D. 2: Curva de calibração da placa orifício para o permutador de testes com cápsula disposta na vertical.	73
Figura D. 3: Curva de calibração da placa orifício para o permutador de testes com camada única de três tubos.	74

Figura E. 1: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita)..... 77

Figura E. 2: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita)..... 77

Índice de Tabelas

Tabela 2.1: Comparação entre os diversos tipos de materiais de mudança de fase sólido-líquido (Pinho, 2017).....	5
Tabela 4.1: Propriedades do material PlusICE A164 (Trhlikova et al., 2015).....	31
Tabela 4.2: Propriedades térmicas do material PlusICE A164 em função da temperatura (Trhlikova et al., 2015).	32
Tabela 5.1: Valores médios do caudal mássico registados em cada ensaio.	36
Tabela 5.2: Valores médios do número de Reynolds obtidos em cada ensaio.	37
Tabela 6.1: Valores médios do caudal mássico registados em cada ensaio.	50
Tabela 6.2: Valores médios do número de Reynolds obtidos em cada ensaio.	50
Tabela 6.3: Valores médios do coeficiente global de transferência de calor.	55
Tabela 6.4: Valor das constantes da equação 6.1 (Incropera et al., 2011).	56
Tabela 6.5: Valores médios dos diferentes coeficientes de transferência de calor.....	58
Tabela B. 1: Propriedades do termofluido Therminol 66 em função da temperatura (Trindade, 2018).....	67
Tabela D. 1: Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%, para o caso do permutador de testes com cápsula disposta na vertical.....	75
Tabela D. 2: Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%, para o caso do permutador de testes com camada única de três tubos.	76

1 Introdução

O aumento contínuo e rápido do desenvolvimento económico mundial é acompanhado por uma crescente procura de energia. A energia gerada a partir dos combustíveis fósseis permitiu responder às necessidades humanas por um longo período de tempo. No entanto, como as reservas de combustíveis fósseis são limitadas e o seu preço sofre flutuações significativas, a disponibilidade de fornecimento ininterrupto de energia é incerta. Além disso, o elevado recurso a combustíveis fósseis é responsável pela libertação de gases nocivos e impurezas na atmosfera que se refletem no aquecimento global. Estes sérios problemas motivaram engenheiros e cientistas de todo o mundo a desenvolver tecnologias que permitam utilizar fontes de energia renováveis, com o intuito de evitar que tecnologias que apresentam um alto custo de geração de energia e que conduzam a riscos ambientais elevados continuem a ser implementadas (Khan et al., 2016).

Algumas das energias de fonte renovável enfrentam problemas de sazonalidade e de desfasamento entre a oferta e a procura, como é o caso da energia solar térmica, cuja maior produção acontece na altura em que as necessidades são mais baixas. Assim, a única forma de ultrapassar este problema é recorrer ao armazenamento energético, guardando-se a energia disponível nos momentos de alta disponibilidade e baixo consumo, e fornecendo-a ao consumidor nos períodos de elevada procura (Pinho, 2017).

O armazenamento de energia térmica para além de ser muito vantajoso no armazenamento de energia proveniente de sistemas solares térmicos, permite também armazenar calor a altas temperaturas que possa ser desperdiçado em processos industriais, para posteriormente ser utilizado no pré-aquecimento ou em outros processos de aquecimento. De entre os diferentes tipos de armazenamento de energia térmica o mais promissor para estas aplicações é o armazenamento de calor latente, pois permite uma elevada densidade de armazenamento de energia e possibilita uma operação quase isotérmica do armazenamento (Khan et al., 2016).

Os materiais utilizados no armazenamento de calor latente designam-se materiais de mudança de fase. Telkes e Raymond foram pioneiros na investigação dos materiais de mudança de fase em 1940. No entanto, só com a crise energética do final dos anos 70 início dos anos 80 é que a utilização de materiais de mudança de fase em sistemas de aquecimento solar e outras aplicações passou a ser explorada. Desde então, muitos estudos foram realizados para avaliar o desempenho dos materiais de mudança de fase nos sistemas de armazenamento de calor latente. Problemas como a baixa condutibilidade térmica, a baixa estabilidade química, a sua natureza corrosiva em relação ao material do reservatório, o sobrearrefecimento e a variação de volume durante o processo de transição apresentaram-se como entraves à rápida propagação dos sistemas de armazenamento de energia que recorrem a estes materiais. Muitas destas dificuldades foram já ultrapassadas, por exemplo, com o recurso à síntese de novos materiais, o que torna esta tecnologia de armazenamento muito promissora para projetos futuros nesta área (Khan et al., 2016).

1.1 Enquadramento do projeto

Esta dissertação surge no seguimento do trabalho desenvolvido pela unidade de Energia do INEGI no estudo de sistemas de armazenamento de calor latente, com o objetivo de serem integrados em sistemas solares térmicos para fornecimento de calor a processos industriais.

1.2 INEGI

O INEGI (Instituto de Ciência e Inovação em Engenharia Mecânica e Engenharia Industrial) é um Instituto de novas tecnologias, situado na interface Universidade – Indústria e vocacionado para a realização de atividade de investigação e de inovação de base tecnológica e transferência de tecnologia orientada para o tecido industrial (INEGI, 2011).

A unidade de Energia tem como principal objetivo promover nos setores industrial e de serviços a sua sustentabilidade e ecoeficiência, através da implementação de conceitos de economia circular, da racionalização dos consumos energéticos, da integração direta de fontes de energias renováveis e da diminuição de desperdícios, valorização energética e recuperação de resíduos (Trindade, 2018). Associado a esta unidade encontra-se o Laboratório de Combustão, no qual foi realizada a presente dissertação.

1.3 Objetivos do projeto

Com este trabalho pretende-se analisar o desempenho térmico de duas unidades de armazenamento de calor latente projetadas no INEGI, nas quais o material de mudança de fase se encontra encapsulado. Para isso, é necessário determinar os diversos coeficientes de transferência de calor verificados no interior da unidade durante os processos de carga e descarga de energia.

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação encontra-se estruturada em oito capítulos. No primeiro, é feita uma breve introdução ao armazenamento de calor latente e ao seu potencial. De seguida, dedica-se um capítulo à contextualização do estado da arte, no qual se aborda com maior ênfase a integração de unidades de armazenamento de calor latente em sistemas solares e as vantagens que essas unidades conferem a esses sistemas. Além disso, apresentam-se diferentes configurações de armazenamentos de calor latente.

No terceiro capítulo apresenta-se a instalação utilizada para testar os dispositivos de armazenamento de energia térmica e faz-se uma descrição do procedimento experimental.

No quarto capítulo apresentam-se as propriedades do material de mudança de fase utilizado.

Nos capítulos cinco e seis analisa-se o desempenho de duas unidades de armazenamento de calor latente. Os capítulos iniciam-se com a apresentação das unidades seguindo-se a determinação da evolução dos diversos coeficientes de transferência de calor. Importa referir que o capítulo cinco é a continuação do trabalho desenvolvido por Trindade (2018) devido à existência de dúvidas quanto à qualidade dos resultados obtidos.

No sétimo capítulo apresentam-se as principais conclusões resultantes da análise da evolução dos diversos coeficientes de transferência de calor para as duas unidades de armazenamento de energia e no oitavo são propostos trabalhos que poderão dar continuidade ao estudo realizado nesta dissertação.

2 Estado da arte

2.1 Armazenamento de energia térmica

O processo de armazenamento de energia térmica pode ocorrer por aquecimento ou arrefecimento de um material, por mudança de fase deste ou então através de reações químicas reversíveis endotérmicas ou exotérmicas que ocorram no meio de armazenamento (Esteves, 2016).

O armazenamento por aumento ou diminuição da temperatura de um material designa-se armazenamento de calor sensível, enquanto que o armazenamento por mudança de fase, sem conseqüente alteração da temperatura do material, é denominado armazenamento de calor latente (Pinho, 2017). Um armazenamento de energia térmica é conhecido por armazenamento termoquímico quando o meio de armazenamento é sujeito a reações químicas reversíveis endotérmicas ou exotérmicas durante o processo (Esteves, 2016).

O funcionamento dos sistemas de armazenamento de energia térmica pode ser dividido em três períodos:

- Carga: o meio de armazenamento recebe energia térmica do meio envolvente ou de um fluido de transferência de calor;
- Armazenamento: o meio de armazenamento retém a energia absorvida durante o período de carga;
- Descarga: o meio de armazenamento cede a energia armazenada ao meio envolvente ou a um fluido de transferência de calor.

2.1.1 Armazenamento de calor latente

Os materiais utilizados no armazenamento de calor latente designam-se materiais de mudança de fase. Estes libertam ou absorvem calor durante o processo de mudança de fase da sua estrutura molecular. O calor Q absorvido ou libertado durante qualquer mudança de fase é dado por:

$$Q = mh_{mf} \quad (2.1)$$

sendo m a massa de material e h_{mf} o calor latente associado à mudança de fase em consideração. O calor latente de uma substância é a quantidade de calor que é necessário fornecer para um quilograma dessa substância mudar de uma fase para outra. Este apresenta um valor específico para cada mudança de fase e é único para cada substância (Pinho, 2017).

De entre as mudanças de fase, as mais indicadas para os sistemas de armazenamento de energia térmica são as sólido-líquido, líquido-gás e sólido-sólido. Nas transições sólido-sólido, o calor é acumulado enquanto o material é transformado de um estado cristalino noutro. Normalmente, estas transições têm um baixo calor latente associado e apresentam variações de volume inferiores às sólido-líquido. A transição líquido-gás tem um maior calor latente associado mas apresenta enormes variações de volume, o que torna os sistemas complexos e impraticáveis. As transformações sólido-líquido têm calor latente mais baixo

quando comparadas com as líquido-gás. No entanto, a mudança de volume é de apenas 10% ou menos, o que as torna as mais utilizadas em sistemas de armazenamento térmico (Pinho, 2017).

2.2 Materiais de mudança de fase

Para que os materiais de mudança de fase possam ser aplicados em sistemas de armazenamento de energia térmica têm de cumprir determinados requisitos. Um alto calor latente permite que mais energia seja armazenada com menos material e uma elevada condutibilidade térmica acelera a transferência de calor, melhorando os processos de carga e descarga. Além disso, a temperatura de mudança de fase deve ser adequada relativamente às temperaturas de utilização e da fonte de calor de cada sistema e a variação de volume na fase de transição deve ser reduzida de forma a diminuir a dimensão do armazenamento. Uma alta estabilidade química possibilita que os materiais de mudança de fase consigam suportar grandes oscilações de temperatura e as mais diversas condições de armazenamento. O baixo custo e a grande disponibilidade são duas características relevantes uma vez que tornam os sistemas mais atrativos para os proprietários e possibilita a aquisição do material aquando da instalação inicial e sempre que for necessária a sua substituição, respetivamente. Devem ainda ser não inflamáveis, não tóxicos e não explosivos, para não representarem um perigo para a população, e não corrosivos, para serem mais facilmente armazenados. Outra propriedade importante que se exige aos materiais de mudança de fase é que apresentem um tempo de vida útil longo, ou seja, que a degradação após um número elevado de ciclos de fusão seja reduzida. A nível ambiental, e dado que estes materiais têm um tempo de vida finito, é fundamental que possam ser reciclados (Pinho, 2017).

Os materiais de mudança de fase que apresentam uma transição sólido-líquido são, normalmente, divididos em orgânicos, inorgânicos e eutéticos. Os materiais orgânicos incluem as parafinas e não parafinas, os inorgânicos são compostos pelos sais hidratados e metais, e os eutéticos são uma composição exata de duas ou mais substâncias, sendo que se podem classificar em inorgânico-inorgânico, inorgânico-orgânico e orgânico-orgânico. Na Tabela 2.1 apresenta-se uma breve comparação entre as vantagens e desvantagens dos diversos tipos de materiais de mudança de fase sólido-líquido (Pinho, 2017).

Na teoria, cada material tem o seu ponto de mudança de fase. Contudo, na prática, nos materiais de mudança de fase não eutéticos, a mudança de fase ocorre numa gama de temperaturas e não num ponto específico. Isto deve-se ao facto de os materiais utilizados em aplicações reais não apresentarem um grau de pureza elevado, dado o seu custo. Além disso, geralmente, as temperaturas de fusão e solidificação diferem uma da outra, sendo este fenómeno conhecido como histerese do material (Pinho, 2017).

Tabela 2.1: Comparação entre os diversos tipos de materiais de mudança de fase sólido-líquido (Pinho, 2017).

	Orgânicos	Inorgânicos	Eutéticos
Vantagens	Não são corrosivos	Elevada entalpia de fusão	Temperatura de fusão precisa
	Não sofrem sobreaquecimento	Alta condutibilidade térmica	Alta densidade de armazenamento de energia
	Estabilidade química e térmica	Custo moderado	
	Recicláveis	Pequena variação de volume	
	Disponíveis numa ampla gama de temperaturas	Não inflamáveis	
Desvantagens	Baixa condutibilidade térmica	Sofrem sobreaquecimento	Disponibilidade limitada
	Inflamáveis	São corrosivos	
	Baixa entalpia de fusão	Falta de estabilidade térmica	
	Elevada variação de volume	Separação de fases	

2.3 Aplicações de materiais de mudança de fase em sistemas de energia solar

2.3.1 Centrais Solares de Concentração

Uma das principais desvantagens dos sistemas solares, sejam eles térmicos ou fotovoltaicos, está associada ao facto da procura de energia não ocorrer apenas durante o período em que se verificam elevados níveis de radiação solar incidente. O recurso ao armazenamento de energia, e em especial aos materiais de mudança de fase (*phase change material-PCM*) para armazenamento de energia térmica, permite que se usufrua dos benefícios dos sistemas solares mesmo nos períodos em que a radiação solar é escassa ou inexistente. De facto, para que as grandes centrais solares sejam economicamente viáveis e para que seja possível reduzir a dependência das instalações convencionais, que consomem combustíveis fósseis, é necessário integrar-lhes sistemas de armazenamento de energia térmica (*thermal energy storage-TES*) (Fleischer, 2015).

As centrais solares comerciais são geralmente projetadas com base no conceito de concentração da energia solar. Nestas centrais, a radiação solar é refletida com recurso a espelhos que concentram a radiação incidente num recetor no qual circula um fluido transportador de energia térmica. Atualmente, os coletores cilíndrico-parabólicos (Figura 2.1) apresentam-se como a tecnologia mais madura de entre as existentes no mercado, sendo utilizados em centrais solares de concentração de todo o mundo (Fleischer, 2015). Nestes coletores, espelhos refletores parabólicos concentram os raios solares num recetor, situado no foco, onde circula um óleo térmico aquecido até cerca de 400°C. O recetor não é mais do que um tubo pintado de preto que, geralmente, se encontra envolto num tubo de vácuo, o que permite reduzir as perdas de calor por convecção. Na Figura 2.1 é apresentado um exemplo de um campo solar com coletores cilíndrico-parabólicos.



Figura 2.1: Coletor solar térmico, com concentrador da radiação solar (espelhos refletores parabólicos) e tubo recetor (onde circula o fluido de transferência de calor) (Fleischer, 2015).

Dependendo do tipo de sistema, o fluido de transferência de calor (*heat transfer fluid-HTF*) pode funcionar como fonte de calor num gerador de vapor, onde ocorre formação de vapor de água que alimenta uma turbina que, por sua vez, aciona um gerador, ou então o fluido de transferência de calor pode ele próprio evaporar dentro do recetor à medida que percorre o campo solar, acionando, de imediato, uma turbina sem que exista um permutador de calor intermédio (geração direta de vapor). Em ambas as configurações, durante os períodos em que se verificam níveis elevados de radiação solar é possível absorver mais energia térmica no fluido de transferência de calor do que a necessária para alimentar a turbina. Essa energia em excesso pode ser armazenada recorrendo ao calor sensível ou ao calor latente de materiais que são introduzidos dentro de reservatórios como os presentes na Figura 2.2. Na Figura 2.2 pode-se observar o esquema de uma central solar de concentração com armazenamento de energia térmica, onde a geração de vapor acontece pelo processo direto (Fleischer, 2015).

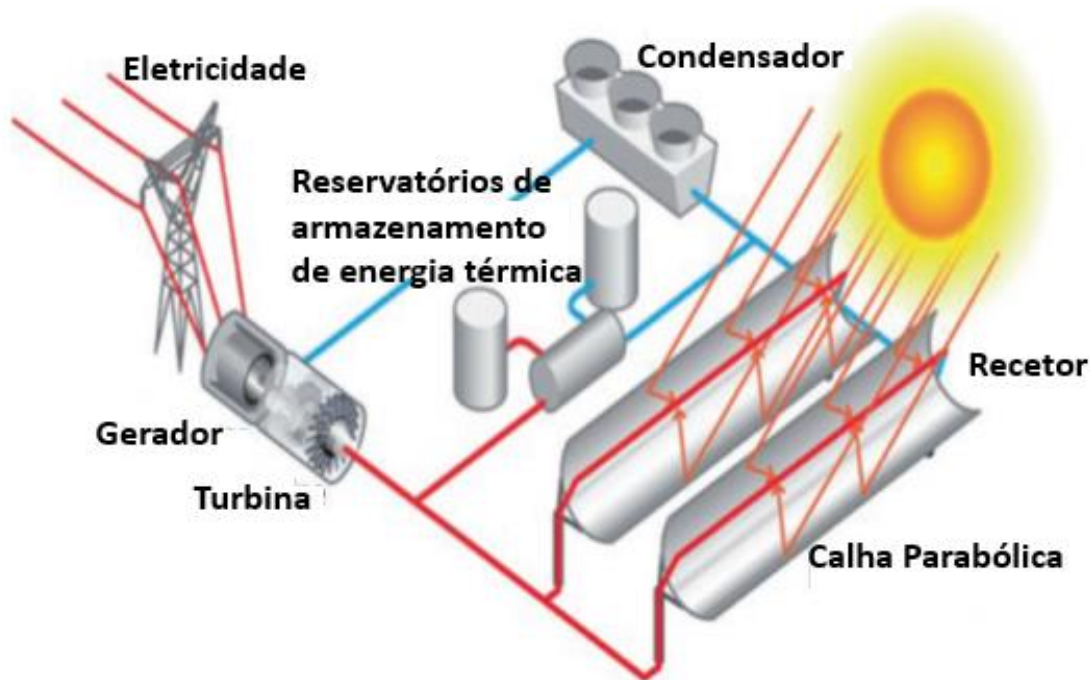


Figura 2.2: Exemplo de central solar de concentração, com armazenamento de energia térmica e onde a geração de vapor acontece pelo processo direto (adaptado de Fleischer (2015)).

Percebe-se assim que as centrais solares de concentração são concorrentes das centrais fotovoltaicas na medida em que ambas usam a energia solar para produzir eletricidade, mas através de diferentes processos de conversão. Contudo, a contribuição destas tecnologias para

o combinado elétrico é limitada por diversos fatores. Um deles é o facto de existir, geralmente, um desfasamento entre o recurso solar e os padrões normais de consumo. Outro está relacionado com a limitada flexibilidade que as centrais convencionais apresentam para reduzir a sua produção (abaixo de 50% da plena carga apresentam rendimentos muito baixos e quando se desligam demoram muito tempo a arrancar) e, dessa forma, responder às variações na geração de eletricidade, que ocorrem nas centrais que aproveitam a energia solar. Existe, no entanto, uma diferença fundamental entre a tecnologia de concentração da energia solar e a tecnologia fotovoltaica, que reside na capacidade das centrais solares de concentração utilizarem a elevada eficiência do armazenamento de energia térmica para promover um deslocamento temporal da disponibilidade energética de períodos de elevada insolação e baixa procura para períodos de pico de consumo, facilitando assim a gestão da rede elétrica (Denholm e Mehos, 2011). Estes mesmos autores destacaram ainda a importância do deslocamento temporal da disponibilidade energética no aumento da flexibilidade do sistema, permitindo reduzir os constrangimentos associados à dificuldade que as tecnologias convencionais apresentam para aumentarem rapidamente a sua produção quando ocorrem picos de consumo.

Assim, é recorrente manter os sistemas convencionais a trabalhar a carga parcial mesmo durante os períodos em que há elevados níveis de insolação. No entanto, se a energia térmica armazenada puder ser usada para responder aos picos de consumo, a necessidade de recorrer a sistemas auxiliares, mais poluentes e cujo preço da eletricidade produzida é mais elevado, será reduzida.

Sioshansi e Denholm (2010) analisaram o impacto económico da introdução de um sistema de armazenamento de energia térmica em centrais de concentração de energia solar. A decisão de avançar com a construção de uma central solar comercial e a definição da sua dimensão tem que ter em consideração não só a disponibilidade do recurso solar, mas também os preços da eletricidade nos períodos em que o recurso solar é abundante. Para que uma central solar de produção de eletricidade seja economicamente viável, têm que existir períodos que conjuguem tarifas elevadas de eletricidade com abundância do recurso solar. Verificou-se que o armazenamento de energia em centrais solares de concentração permite que a central seja construída com um campo solar maior devido ao facto do excesso de energia térmica poder ser armazenado para uso posterior. Além disso, o armazenamento de energia térmica permite melhorar a rentabilidade de uma central ao possibilitar que a produção de eletricidade seja deslocada para os horários em que os preços são mais elevados. Assim, embora o custo atual das tecnologias de concentração solar para produção de eletricidade não lhes permita ser economicamente viáveis, a adição do sistema de armazenamento de energia melhora a rentabilidade destes projetos, apesar de também acarretar custos. Desta forma, a incorporação de um sistema de armazenamento de energia numa central solar de concentração permite aumentar a rentabilidade da central, tanto pelo facto de possibilitar que a produção de eletricidade seja deslocada para períodos de tarifa da eletricidade mais elevada, como por permitir um melhor aproveitamento da energia térmica produzida no campo solar.

Na realidade, a maioria das centrais solares de concentração possuem capacidade de armazenamento de energia térmica. Por exemplo, a central de Solana, no estado do Arizona, possui 6 horas de capacidade de armazenamento térmico, enquanto a central de Andasol, na Andaluzia, tem 7,5 horas. A capacidade de armazenamento representa a quantidade de energia que um sistema pode armazenar no período de carga, embora essa energia não seja, por vezes, totalmente descarregada. Normalmente, a capacidade de armazenamento de um sistema é apresentada em termos do número de horas de armazenamento, que representa o número de horas que o processo de carga do sistema demora até este atingir a sua capacidade máxima (Sioshansi e Denholm, 2010). As duas centrais mencionadas usam um sistema de armazenamento de energia térmica de dois reservatórios em que o meio de armazenamento

são sais fundidos. Tanto este sistema de armazenamento como outros que são frequentemente utilizados nas centrais solares de concentração serão apresentados na secção seguinte.

Embora os sistemas de armazenamento de dois reservatórios sejam os mais usados, existe um custo significativo inerente à utilização de dois reservatórios de armazenamento. Além disso, a densidade de energia nestes sistemas é baixa devido ao facto do sal permanecer no estado líquido durante todo o ciclo. Desta forma, o uso de materiais de mudança de fase neste tipo de aplicações permite reduzir o número de reservatórios e a sua dimensão, oferecendo benefícios económicos (Fleischer, 2015).

Nas centrais solares de concentração que usam refletores do tipo cilíndrico-parabólico, o fluido transportador de energia térmica pode ser aquecido até cerca de 400°C, enquanto que nas centrais de torre (campo de espelhos planos refletores, com controlo de posição individual, que concentram os raios solares num recetor central situado numa torre) o fluido pode atingir mais de 1000 °C (Oliveira, 2017). Sais fundidos são normalmente utilizados nestas aplicações pelo facto de serem adequados para esta gama de temperaturas de operação. No entanto, apresentam uma baixa condutibilidade térmica e são muito corrosivos. A baixa condutibilidade térmica dificulta a obtenção de períodos de carga e descarga de energia mais curtos à medida que o fluido transportador de energia térmica escoar no permutador de calor. Em alguns casos, ligas metálicas líquidas podem ser uma alternativa aos sais fundidos, apresentando condutibilidades térmicas significativamente superiores (Fleischer, 2015).

Robak et al. (2011) compararam, ao longo das suas análises económicas a centrais solares de concentração, os custos de um sistema de armazenamento de calor sensível de dois reservatórios aos de um sistema de armazenamento que utiliza materiais de mudança de fase. Para que as taxas de carga e descarga de ambos os sistemas fossem idênticas, a baixa condutibilidade térmica do material de mudança de fase foi compensada com a introdução de caloductos no seu interior de forma a promover a transferência de calor. Um caloducto é um tubo fechado nas duas extremidades dentro do qual existe um fluido que alterna entre a fase líquida e a fase gasosa quando submetido a uma diferença de temperaturas. Assim, a aplicação de calor numa extremidade evapora o líquido dessa extremidade que se move para a outra extremidade que, ao se encontrar um pouco mais fria, permite que o fluido condense e transfira calor (Robak et al., 2011). Desta forma, em cada tubo do permutador de calor onde circula o fluido transportador de energia térmica foram colocados caloductos que se estendem desde o fluido de transferência de calor até ao interior do material de mudança de fase. A Figura 2.3 evidencia a forma como os caloductos foram dispostos no reservatório de armazenamento e o seu efeito durante o processo de descarga.

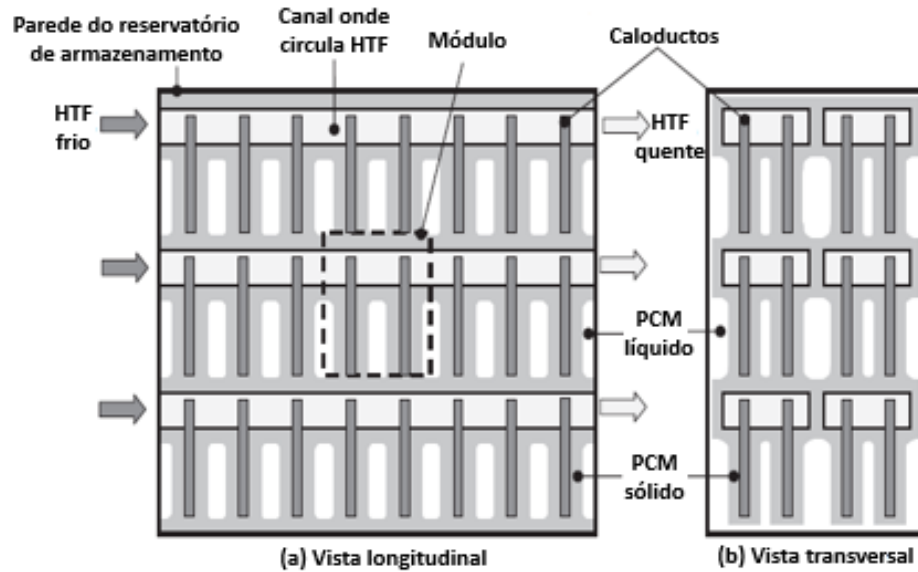


Figura 2.3: Vistas do reservatório de armazenamento de energia térmica durante o processo de descarga do sistema, onde se pode constatar o efeito dos caloductos: (a) vista longitudinal e (b) vista transversal (adaptado de Robak et al. (2011)).

Para a mesma capacidade de armazenamento de energia térmica, o sistema de armazenamento de calor latente exige um volume de armazenamento 65% mais baixo do que o sistema de armazenamento de calor sensível. Além disso, o sistema de calor sensível requer um permutador sal-fluido de transferência de calor e bombas que promovam a circulação do sal fundido. Por outro lado, o sistema de armazenamento de calor latente obriga a um investimento adicional nos caloductos e na construção dos tubos onde vai circular o fluido transportador de energia térmica dentro do reservatório de armazenamento. Tendo em conta todos estes fatores, os autores do estudo estimam que, em geral, o custo do sistema de armazenamento com materiais de mudança de fase seja 15% inferior ao do sistema de armazenamento de calor sensível de dois reservatórios (Robak et al., 2011).

Também Nithyanandam e Pitchumani (2014) realizaram uma análise económica detalhada aos benefícios da utilização de materiais de mudança de fase em centrais solares de concentração. Neste estudo, os autores recorreram ao método do custo total médio da energia obtida (*Levelized Cost of Energy-LCE*), que permite calcular o custo total médio de cada unidade de energia útil durante toda a vida do sistema, para comparar centrais solares de concentração a operar com base tanto no ciclo de Rankine como no ciclo supercrítico com CO_2 . Foram considerados três sistemas de armazenamento de energia térmica distintos: um sistema de armazenamento de calor sensível de dois reservatórios, um sistema que usa materiais de mudança de fase com caloductos embutidos e um sistema que recorre a materiais de mudança de fase encapsulados. Neste último sistema, o reservatório é preenchido com cápsulas esféricas contendo material de mudança de fase.

Em ambos os ciclos, os custos de energia mais baixos verificaram-se para o sistema em que o material de mudança de fase se encontrava encapsulado. No caso do sistema a operar com o ciclo supercrítico com CO_2 , sem armazenamento de energia térmica, o LCE foi de 0,1107 US\$/kWh, enquanto que para o sistema com armazenamento de calor sensível foi de 0,0649 US\$/kWh e de apenas 0,0537 US\$/kWh para o sistema em que o material de mudança de fase se encontrava encapsulado, o que representa uma redução de 48% relativamente ao sistema sem armazenamento de energia térmica e uma redução de 11% relativamente ao sistema com armazenamento de calor sensível. Reduções idênticas nos custos foram verificadas para os sistemas a operar segundo o ciclo de Rankine (Nithyanandam e Pitchumani, 2014).

Com base nesta análise, constata-se que o armazenamento de energia térmica é vantajoso na implementação de centrais solares de concentração de grande escala. Embora as centrais solares de concentração existentes usem, na sua grande maioria, um sistema de armazenamento de calor sensível de dois reservatórios é evidente que o uso de materiais de mudança de fase pode conduzir a investimentos e custos de operação significativamente menores. Os materiais de mudança de fase utilizados com maior regularidade nestas aplicações são sais inorgânicos que fundem na gama de temperaturas entre os 300 e os 800 °C. Estes são geralmente corrosivos e apresentam baixas condutibilidades térmicas, sendo que foi demonstrado que a baixa condutibilidade térmica pode ser atenuada com a utilização de caloductos embutidos. Em algumas aplicações, o recurso a metais líquidos pode ser uma boa alternativa devido às suas elevadas condutibilidades térmicas (Fleischer, 2015).

2.3.1.1 Sistemas de armazenamento de energia térmica utilizados nas centrais solares de concentração

Para que se possa compreender e diferenciar mais facilmente os sistemas de armazenamento de energia térmica que frequentemente são utilizados nas centrais solares de concentração, faz-se de seguida uma breve revisão dos mais importantes.

Os sistemas de armazenamento de energia a alta temperatura utilizados nas centrais solares de concentração podem ser classificados em sistemas ativos ou passivos. Os sistemas ativos são caracterizados pelo facto do próprio meio de armazenamento de energia circular através de permutadores de calor. Estes podem ainda ser subdivididos em sistemas diretos e indiretos. Num sistema direto o material funciona em simultâneo como fluido transportador de energia térmica e como meio de armazenamento, enquanto que nos sistemas indiretos são usados meios distintos para transportar a energia térmica e para a armazenar. Por outro lado, nos sistemas de armazenamento passivos, o fluido de transferência de calor atravessa o armazenamento apenas para carregar e descarregar um material que armazena energia térmica. Desta forma, nestes sistemas, o fluido de transferência de calor transfere a energia recebida ao longo do campo solar para o meio de armazenamento durante o processo de carga e recebe energia do armazenamento durante o processo de descarga, sem que o material de armazenamento circule em qualquer permutador (estes sistemas são muitas vezes denominados de regeneradores) (Gil et al., 2010).

Sistemas de armazenamento ativos diretos

Nestes sistemas, o fluido de transferência de calor que percorre o campo solar, também é usado como material de armazenamento. Isto implica que o material utilizado apresente simultaneamente as propriedades que se exigem a fluidos de transferência de calor e a materiais de armazenamento de energia térmica.

Sais fundidos e vapor de água são exemplos de fluidos que podem ser usados nestes sistemas, permitindo que se reduza o número de permutadores de calor, que por vezes apresentam custos elevados, e possibilitando que se atinjam temperaturas do fluido nos recetores do campo solar mais elevadas do que as que os fluidos transportadores de energia térmica usuais suportam. Contudo, no caso dos sais fundidos, estes solidificam a temperaturas relativamente altas (120 – 220 °C), o que obriga a que sejam tomadas precauções para garantir que este fenómeno não ocorra, durante a noite, nos tubos. O processo de prevenção para garantir que o material não solidifica é levado a cabo pelo armazenamento térmico, o que implica um aumento dos custos de operação e manutenção do sistema. Além disso, o fluido de transferência de calor circula pelo campo solar durante toda a noite, para manter a tubagem quente e evitar gradientes térmicos críticos durante o arranque do sistema. Caso a temperatura do fluido desça abaixo de um determinado valor mínimo, um aquecedor auxiliar é usado para manter a temperatura do fluido acima desse valor.

Um exemplo de sistema direto ativo é o sistema direto de dois reservatórios, que não é mais do que um sistema de armazenamento em que o fluido de transferência de calor, após percorrer o campo solar e ser aquecido, é diretamente armazenado num reservatório, designado reservatório quente, para ser usado posteriormente em períodos em que a radiação solar é escassa. Após transferir calor no gerador de vapor de água, o fluido de transferência de calor é bombeado para outro reservatório, reservatório frio, onde permanece até que exista radiação solar suficiente para que possa ser aquecido novamente. Na Figura 2.4 pode-se observar um esquema da Central Solar Tres, que se situa perto de Sevilha, e que usa sais fundidos como fluido de transferência de calor (Gil et al., 2010).

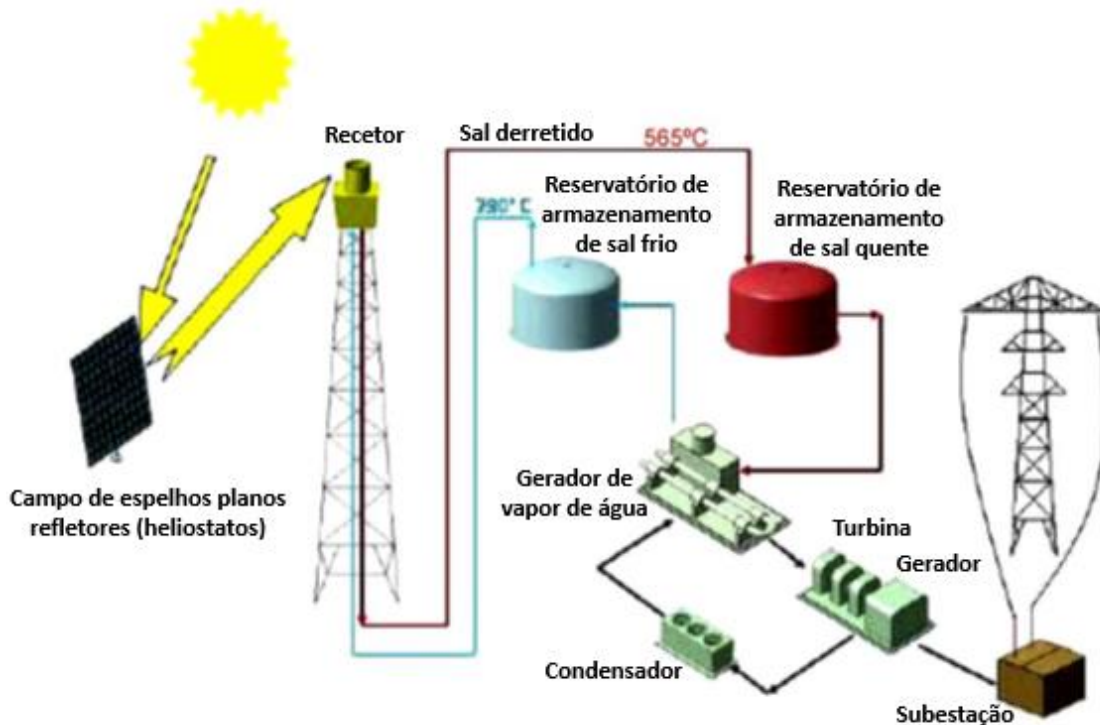


Figura 2.4: Esquema das instalações da Central Solar Tres (central de torre), que tem implementado um sistema de armazenamento de energia térmica direto de dois reservatórios (adaptado de Gil et al. (2010)).

As principais vantagens destes sistemas estão associadas ao facto do fluido, após ceder calor no gerador de vapor, não regressar ao mesmo reservatório, não se misturando com o fluido a alta temperatura. Além disso, este sistema de armazenamento possibilita que a temperatura do fluido de transferência de calor à entrada do gerador de vapor seja da ordem dos 450 a 500 °C (em instalações com coletores cilíndrico-parabólicos), aumentando com isso o rendimento do ciclo Rankine para cerca de 40% (as centrais convencionais apresentam menor rendimento).

As desvantagens estão relacionadas com o custo elevado do fluido usado. Também a necessidade de ter dois reservatórios e o risco elevado de solidificação do fluido de armazenamento, devido ao seu elevado ponto de fusão, são fatores limitadores da utilização destes sistemas (Gil et al., 2010).

Sistemas de armazenamento ativos indiretos

Nos sistemas de armazenamento ativos indiretos o fluido de transferência de calor que circula no campo solar é diferente do material de armazenamento de energia térmica. O sistema indireto de dois reservatórios é um exemplo de sistema deste tipo. Este é constituído por dois reservatórios onde a energia é armazenada por um fluido térmico que não o fluido transportador de energia térmica.

A energia absorvida pelo fluido de transferência de calor é transferida para o material de armazenamento de energia térmica (geralmente sais fundidos) através de um permutador de

calor. O esquema das instalações de uma central solar de concentração, com um sistema de armazenamento de energia térmica ativo indireto de dois reservatórios é apresentado na Figura 2.5. Tal como no caso do sistema direto de dois reservatórios, um dos reservatórios contém material de armazenamento a alta temperatura, enquanto o outro recebe o material de armazenamento após este ceder energia ao fluido de transferência de calor.

Assim, durante o período de carga, uma parte do fluido transportador de energia térmica que atravessa o campo solar é conduzido para um permutador onde cede calor ao material de armazenamento de energia. O material de armazenamento, após ser aquecido, é direcionado para o reservatório quente. Durante o ciclo de descarga, no permutador de calor, o fluido transportador de energia e os sais fundidos invertem os sentidos de escoamento, o que permite a transferência de calor dos sais para o fluido, que posteriormente vai fornecer energia térmica ao gerador de vapor (Gil et al., 2010).

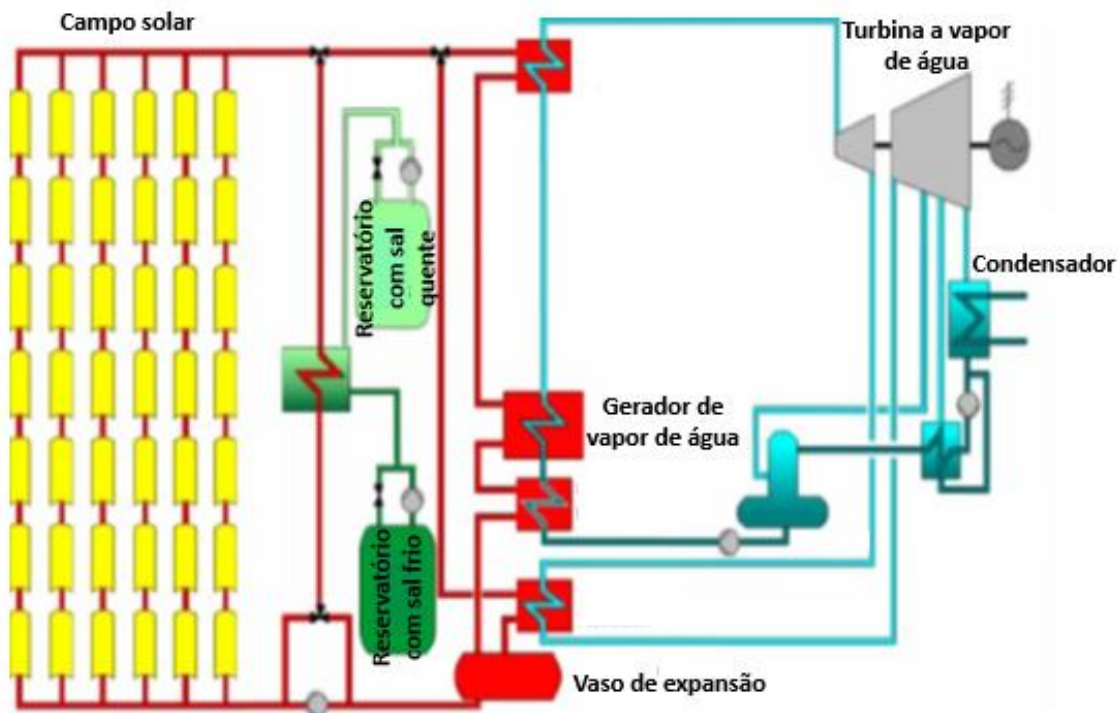


Figura 2.5: Esquema das instalações de uma central solar de concentração, que tem implementado um sistema de armazenamento de energia térmica indireto de dois reservatórios (adaptado de Gil et al. (2010)).

A principal vantagem deste sistema relativamente ao sistema direto de dois reservatórios é o facto de os sais fundidos apenas escoarem entre os dois reservatórios e não percorrerem o campo solar, o que reduz o risco de ocorrer a sua solidificação.

Outro sistema de armazenamento indireto ativo é o sistema de reservatório único. Neste, a separação entre o fluido de armazenamento a diferentes temperaturas dentro do reservatório é promovida pela estratificação térmica. Desta forma, os processos de carga e descarga são similares aos verificados no sistema indireto de dois reservatórios, sendo que existe um permutador que permite a transferência de calor entre o fluido transportador de energia térmica e o fluido de armazenamento. Na Figura 2.6 é apresentado um esquema de uma central solar de concentração com um sistema de armazenamento de reservatório único incorporado.

A vantagem mais significativa deste sistema está associada ao facto de existir apenas um reservatório em vez de dois, o que permite reduzir os custos. Como desvantagem pode-se referir a necessidade de que os processos de carga e descarga sejam controlados para permitir a manutenção da estratificação térmica, o que conduz a uma configuração do sistema de armazenamento complexa (Gil et al., 2010).

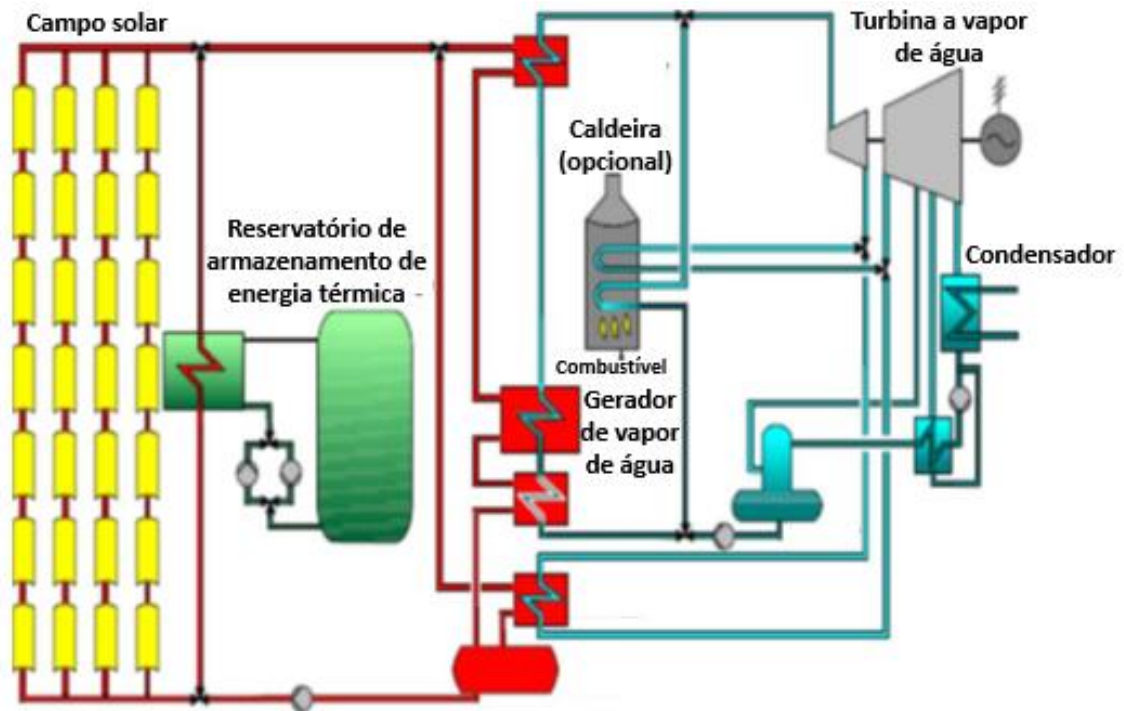


Figura 2.6: Esquema de uma central solar de concentração, com um sistema de armazenamento de reservatório único incorporado (adaptado de Gil et al. (2010)).

Sistemas de armazenamento passivos

Num sistema de armazenamento passivo, o material de armazenamento não circula num permutador de calor o que obriga o fluido transportador de energia térmica a passar pelo armazenamento para carregar ou descarregar o sistema. Geralmente neste tipo de sistemas o meio de armazenamento é um material sólido como, por exemplo, betão.

Para que a transferência de calor seja eficaz, o reservatório onde é introduzido o material de armazenamento contém no seu interior um permutador de calor constituído por um ou mais tubos, dentro dos quais escoam o fluido de transferência de calor. Parâmetros relacionados com a geometria do permutador, como o diâmetro e o número de tubos, influenciam de forma decisiva o desempenho do sistema de armazenamento (Gil et al., 2010). Na Figura 2.7 é apresentado um exemplo de uma central solar de concentração que tem incorporado um sistema de armazenamento passivo de energia térmica.

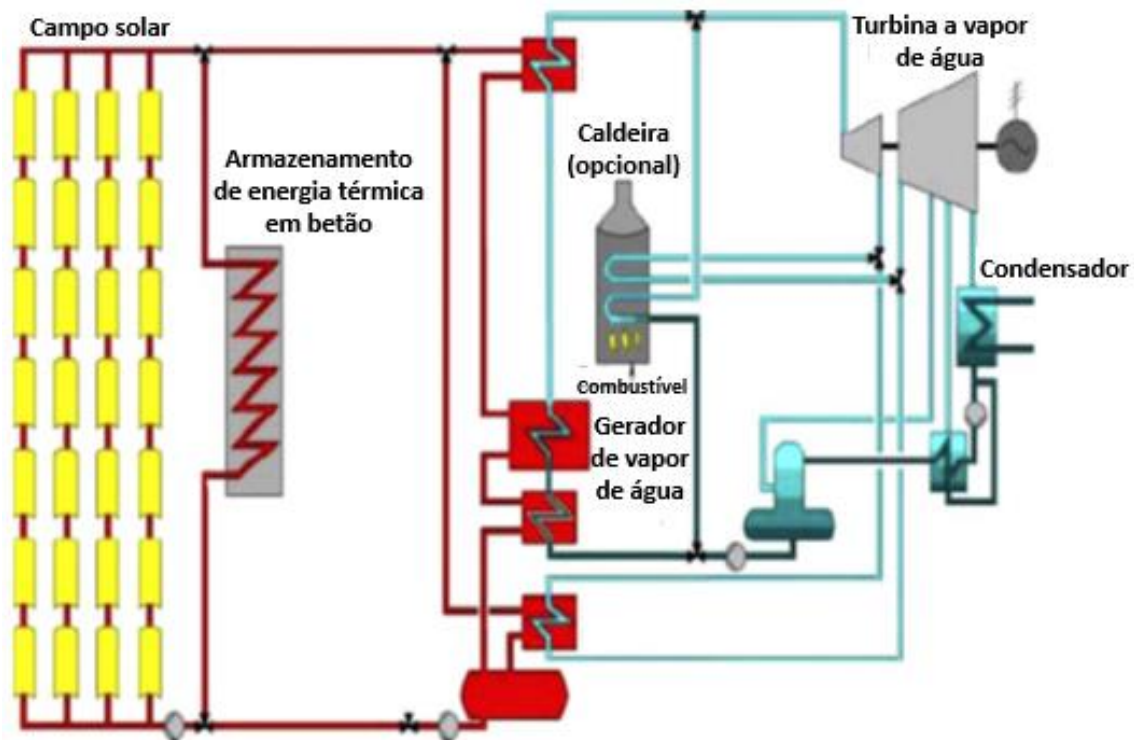


Figura 2.7: Exemplo de uma central solar de concentração, que tem incorporado um sistema de armazenamento passivo de energia térmica (adaptado de Gil et al. (2010)).

Estes sistemas permitem que se atinjam elevadas taxas de transferência de calor entre o material de armazenamento e o fluido transportador de energia térmica. Além disso, os materiais de armazenamento são normalmente fáceis de manusear e baratos. Por outro lado, o permutador de calor introduzido no depósito de armazenamento acarreta custos significativos.

Outro sistema passivo que é implementado em centrais solares de concentração com alguma frequência utiliza materiais de mudança de fase como meio de armazenamento de energia. O sistema é idêntico ao que usa materiais sólidos, sendo que a única diferença está associada ao facto da temperatura do fluido de transferência de calor ultrapassar a temperatura de fusão do material de armazenamento, havendo assim armazenamento de calor latente para além do armazenamento de calor sensível que ocorre nos materiais sólidos (Gil et al., 2010).

2.3.2 Sistemas solares térmicos de pequena escala

Não só as grandes centrais solares de concentração obtêm benefícios técnicos e económicos significativos com a implementação de sistemas de armazenamento de energia térmica, como também os sistemas solares de menor dimensão podem tirar proveito do armazenamento de energia térmica.

Os sistemas solares térmicos são, por exemplo, usados por pequenas empresas ou em casas tanto para aquecimento ambiente como também para aquecer água. Na Figura 2.8 mostra-se o esquema de um sistema solar térmico de aquecimento de águas domésticas com armazenamento de energia (Fleischer, 2015).

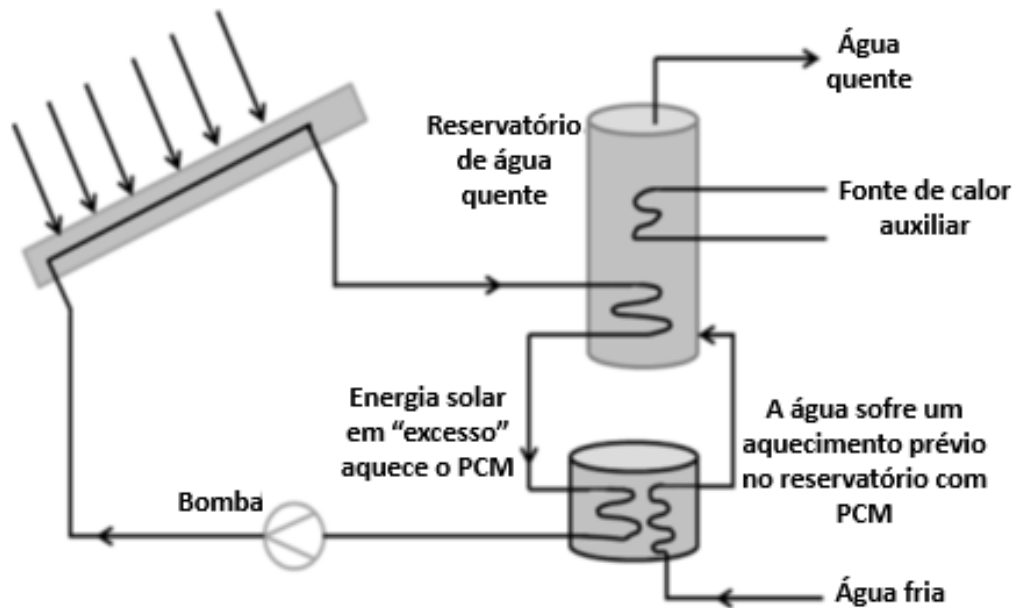


Figura 2.8: Sistema solar térmico de aquecimento de águas domésticas com armazenamento extra de energia através de materiais de mudança de fase (adaptado de Fleischer (2015)).

Normalmente estes sistemas apresentam um coletor solar térmico de placa plana que possui tubos recetores onde circula o fluido de transferência de calor. Os tubos recetores são isolados dentro de uma caixa com uma cobertura de vidro, sendo que esta caixa pode estar sob vácuo para se minimizarem as perdas por convecção. A inexistência de concentradores faz com que o fluido de transferência de calor não atinja temperaturas tão elevadas como nas centrais solares de concentração, pelo que o fluido não pode ser usado para produzir vapor e acionar um sistema de produção de eletricidade. Contudo, a sua temperatura é suficiente para que funcione, por exemplo, como fonte de calor de um sistema de aquecimento de águas domésticas (Fleischer, 2015).

Tal como acontece com as centrais solares de concentração, a eficácia dos sistemas solares térmicos sem armazenamento de energia é limitada ao período diurno. No entanto, na maioria dos casos, estes sistemas têm incorporado um depósito de armazenamento de água quente, sendo também possível projetá-los com um armazenamento extra de energia, usando materiais de mudança de fase, o que permite reduzir a dependência do gás natural ou do aquecimento elétrico. Por exemplo, Solé et al. (2007) projetaram um depósito de armazenamento de águas quentes domésticas estratificado termicamente, apresentando na sua parte superior uma serpentina preenchida com material de mudança de fase. A configuração deste sistema está esquematicamente representada na Figura 2.9. O material de mudança de fase selecionado foi uma parafina com uma temperatura de fusão de 58 °C. A massa deste material introduzida no interior da serpentina foi de apenas 4,9 kg em comparação com os 287 kg de água no depósito. Constatou-se que o depósito com material de mudança de fase armazenou cerca de 3% mais energia do que um depósito comparável que apenas continha água no seu interior. Para além disto, uma análise exérgica demonstrou que o depósito com material de mudança de fase apresenta um rendimento exérgico de 95%, enquanto que um reservatório equivalente que apenas contém água no seu interior apresenta um rendimento de apenas 85%. Conclui-se, portanto, que a energia armazenada no reservatório com material de mudança de fase apresenta maior qualidade (Solé et al., 2007).

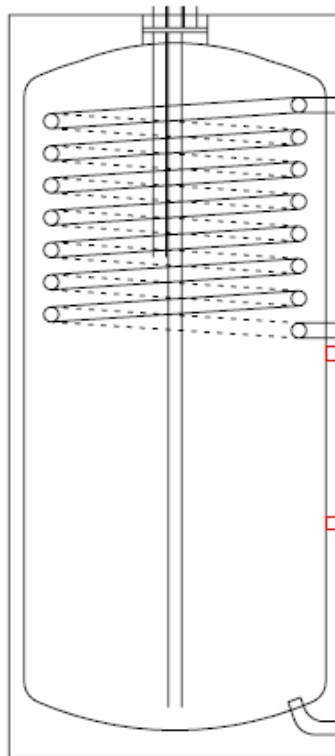


Figura 2.9: Reservatório de armazenamento de água quente com um sistema de armazenamento de calor latente incorporado na sua parte superior (Solé et al., 2007).

O armazenamento de energia térmica pode também ser usado em sistemas solares térmicos para aquecimento ambiente, sendo o aquecimento de estufas uma das aplicações em que estes sistemas se revelam mais úteis. Öztürk (2005) testou um sistema com armazenamento de energia térmica usando um material de mudança de fase para aquecer uma estufa com uma área de 180 m². O sistema era constituído por cinco unidades principais: (1) coletores solares térmicos de placa plana a ar, (2) unidade de armazenamento de calor latente, (3) estufa experimental, (4) unidade de transferência de calor e (5) unidade de aquisição de dados. Na Figura 2.10 apresenta-se um esquema deste sistema.

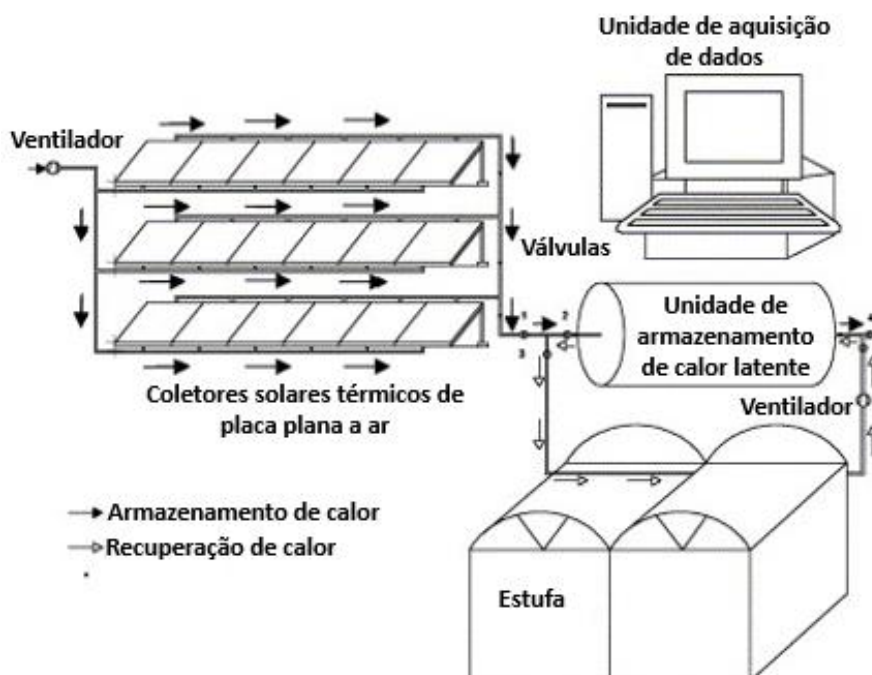


Figura 2.10: Esquema do sistema de aquecimento de uma estufa com uma unidade de armazenamento de calor latente incorporada (adaptado de Öztürk (2005)).

A unidade de armazenamento de calor latente não é mais do que um reservatório cilíndrico de aço de 1,7 m de diâmetro e 5,2 m de comprimento, onde foram introduzidos 600 kg de uma parafina com uma gama de temperaturas de fusão de 48-60 °C e um calor latente de fusão de 190 kJ/kg. Foi realizada uma análise energética e uma análise exergética com o intuito de avaliar a eficiência do sistema. A partir destas constatou-se que apesar do sistema apresentar um elevado rendimento energético, o rendimento exergético era baixo, o que evidencia um problema com a qualidade e a utilidade do calor armazenado (Öztürk, 2005).

Também nos sistemas de aquecimento com bomba de calor, em que a fonte de calor é um fluido aquecido num sistema solar térmico, pode ser implementado um sistema de armazenamento de energia térmica através de materiais de mudança de fase, o que permite manter o funcionamento da bomba de calor durante os períodos em que a radiação solar é baixa ou nula. Assim, ao longo dos períodos em que existem níveis significativos de radiação solar, a energia térmica é armazenada no reservatório com material de mudança de fase. Quando se torna necessário aquecer um espaço recorre-se à energia armazenada no reservatório para responder à procura. Esen (2000) projetou um sistema deste tipo para aquecer um laboratório de 75 m² localizado em Trabzon, na Turquia. O sistema de armazenamento de energia térmica consiste num reservatório com um feixe de tubos cilíndricos, os quais no seu interior estão preenchidos com cloreto de cálcio hexahidratado (CaCl₂.6H₂O). Foram usados coletores solares térmicos de placa plana com uma área total de 30 m². Na Figura 2.11 é apresentado um esquema deste sistema.

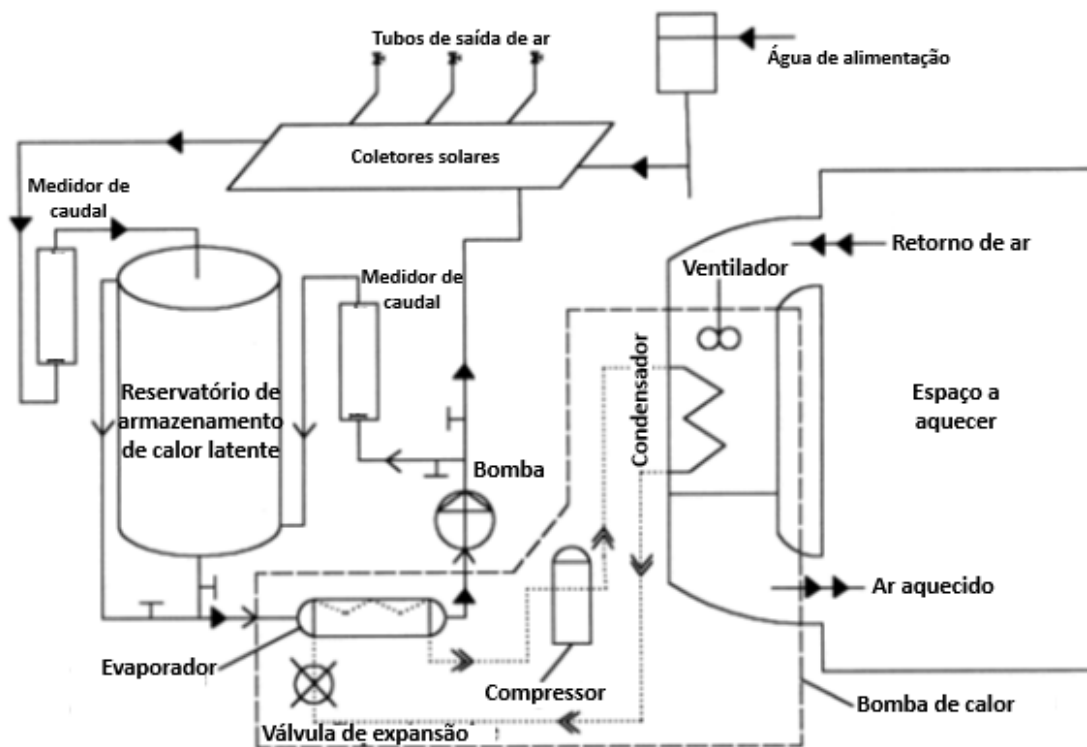


Figura 2.11: Sistema de aquecimento com bomba de calor em que a fonte quente é água aquecida num sistema solar térmico com um reservatório de armazenamento de calor latente integrado (adaptado de Esen (2000)).

Existem três modos de funcionamento possíveis para este sistema. O primeiro ocorre quando existe em simultâneo radiação solar disponível e uma carga de aquecimento do espaço. Neste modo, a água quente que recebeu energia nos coletores solares entra no reservatório de armazenamento de energia onde transfere calor para o material de mudança de fase. De seguida, esta mesma água é usada como fonte de calor no evaporador da bomba de calor, sendo posteriormente bombeada novamente para os coletores solares (modo de armazenamento e aquecimento). No segundo modo de funcionamento, a radiação solar é baixa ou nula e existe uma carga de aquecimento. A água fria que sai do evaporador é enviada para o reservatório em vez de ser enviada para os coletores. No reservatório esta recebe

energia térmica do material de mudança de fase e é reencaminhada para o evaporador. Por fim, o terceiro modo de funcionamento acontece quando existe radiação solar disponível e a carga de aquecimento do espaço é nula. Neste caso, a água circula entre os coletores e o reservatório (modo de armazenamento). Verificou-se que a energia armazenada atingiu 60% da carga de aquecimento em Março, 100% em Abril e em Maio excedeu a carga de aquecimento (Esen, 2000).

Um sistema de armazenamento semelhante foi usado para testar experimentalmente materiais de mudança de fase com diferentes pontos de fusão. Os materiais considerados foram o cloreto de cálcio hexahidratado ($\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$), que apresenta uma temperatura de fusão de $29\text{ }^\circ\text{C}$, uma parafina, com uma temperatura de fusão de $47\text{ }^\circ\text{C}$, e sulfato de sódio decahidratado ($\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$), com um ponto de fusão de $39\text{ }^\circ\text{C}$. Verificou-se que os materiais de mudança de fase com um ponto de fusão inferior fundiram mais rapidamente, resultando num processo de carga do sistema menos moroso. Contudo, a qualidade da energia armazenada é mais elevada nos materiais com um ponto de fusão superior (Fleischer, 2015).

Visto que as unidades de armazenamento de energia térmica através de materiais de mudança de fase são úteis nos sistemas de aquecimento com bomba de calor, em que a fonte quente é um fluido aquecido através de um sistema solar térmico, então estas unidades também serão eficazes em sistemas de aquecimento com bomba de calor em que a fonte de calor é o solo. Este facto foi demonstrado na prática usando uma bomba de calor em que a fonte quente é o solo, com um armazenamento de energia térmica em $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ integrado, para aquecer uma estufa de vidro de 30 m^2 . Durante o período de Outubro a Maio verificou-se que a utilização do sistema de aquecimento com bomba de calor permitiu aumentar a temperatura da estufa em 5 a $10\text{ }^\circ\text{C}$ enquanto que o armazenamento de calor latente proporcionou um aquecimento adicional de 1 a $3\text{ }^\circ\text{C}$ (Benli, 2011).

Esta análise geral à utilização do armazenamento de energia térmica em sistemas solares térmicos de pequena escala, tanto em aplicações industriais como domésticas, demonstra que, embora os benefícios económicos comparativamente com a sua aplicação nas grandes centrais solares de concentração sejam reduzidos, existe espaço para o armazenamento de energia térmica em sistemas solares de menor escala. As temperaturas mais baixas que estas aplicações exigem (50 a $120\text{ }^\circ\text{C}$) obrigam à seleção de materiais de mudança de fase diferentes dos utilizados nas centrais solares de concentração. Assim, utilizam-se normalmente materiais de mudança de fase com pontos de fusão na gama de 29 a $55\text{ }^\circ\text{C}$, o que normalmente inclui $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ e parafinas (Fleischer, 2015).

2.3.3 Configurações dos armazenamentos de calor latente

2.3.3.1 Unidades de leitos fixos

Tanto as grandes centrais solares de concentração como os sistemas solares térmicos de pequena escala, que possuem armazenamento de energia térmica recorrendo a materiais de mudança de fase, são normalmente projetados de forma a que, no armazenamento, o material de mudança de fase se encontre no interior de reservatórios. Em alguns casos opta-se por construir o reservatório numa configuração de leitos fixos. Geralmente, esta configuração recorre a cápsulas esféricas de grandes dimensões dispostas de uma dada forma no interior do reservatório. O fluido de transferência de calor escoia em torno das cápsulas à medida que atravessa o reservatório, como se pode constatar na Figura 2.12 (Fleischer, 2015).

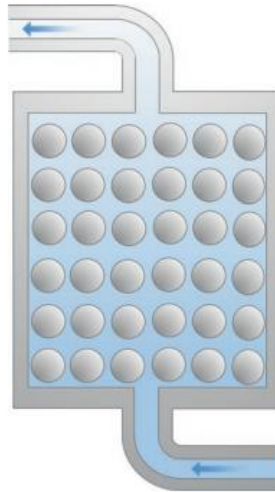


Figura 2.12: Reservatório de armazenamento de energia térmica com configuração de leitos fixos (Fleischer, 2015).

No processo de carga destas unidades de armazenamento de energia, o fluido quente percorre o reservatório transferindo calor para as cápsulas que contêm, inicialmente, material de mudança de fase no estado sólido. A transferência de energia através da parede da cápsula conduz à fusão do material e ao correspondente armazenamento de energia térmica. Na fase de descarga, o sentido do escoamento é invertido e o fluido frio escoar em torno das cápsulas quentes, o que conduz a um aumento da sua temperatura. Durante este processo, o material, que numa fase inicial se encontra no estado líquido, cede energia térmica ao fluido de transferência de calor, transitando para o estado sólido (Fleischer, 2015).

A principal vantagem destes sistemas é a elevada área de transferência de calor. Além disso, o facto do material de mudança de fase se encontrar no interior de cápsulas torna a implementação do sistema simples e fiável (Fleischer, 2015).

Este tipo de configuração já é usado há alguns anos no armazenamento de energia térmica. Contudo, na maioria dos casos, o material utilizado para armazenar energia não muda de fase, ou seja, apenas existe armazenamento de calor sensível. Nesses casos, os materiais sólidos utilizados apresentam um elevado calor específico, armazenando, dessa forma, quantidades significativas de energia enquanto sofrem um aumento de temperatura. Quando se recorre a materiais de mudança de fase em vez de materiais de armazenamento de calor sensível são necessários volumes menores para armazenar a mesma quantidade de energia, reduzindo assim os custos da unidade (Fleischer, 2015).

A influência do calor específico e do calor latente do material de mudança de fase na resposta térmica de um armazenamento de leitos fixos foi estudada por Arkar e Medved (2005). Os autores verificaram que a taxa a que ocorrem os processos de carga e descarga do sistema depende, essencialmente, do calor específico e do calor latente do material utilizado e não tanto do caudal de fluido de transferência de calor que escoar em torno das cápsulas. Assim, a escolha do material de mudança de fase a utilizar numa determinada aplicação deve ser feita cuidadosamente para garantir o melhor desempenho térmico possível para o sistema de armazenamento.

Narasimhan et al. (2014) estudaram o efeito da dispersão de partículas de elevada condutibilidade térmica, no seio do material de mudança de fase, no desempenho de uma unidade de armazenamento de calor latente durante o processo de descarga de energia. Os resultados foram comparados com o caso em que dentro das cápsulas apenas se encontra material de mudança de fase, o que permite avaliar quantitativamente a melhoria de desempenho da unidade. Na fase inicial do processo de descarga, em que o material de mudança de fase sobreaquecido arrefece até ao ponto de solidificação, verificou-se que as partículas de alta condutibilidade térmica não exerceram uma influência significativa. No

entanto, após o início da solidificação, a transferência de calor passou a ser dominada pelo mecanismo de condução, e as partículas desempenharam um papel importante no processo de descarga. Assim, a adição de partículas ao material de mudança de fase resultou num processo de descarga de energia mais curto (Narasimhan et al., 2014).

Os autores verificaram ainda que a fração de partículas introduzida na cápsula afeta a taxa de descarga de energia, sendo que frações maiores conduzem a uma solidificação mais rápida do material de mudança de fase. Frações de partículas de 10, 20 e 30% reduziram o tempo de solidificação em 9, 18, e 26%, respetivamente. O efeito da condutibilidade térmica das partículas é menos importante do que a fração de partículas. Um aumento na proporção de 1 para 10 entre a condutibilidade térmica da partícula e do material ($k_{Particula}/k_{PCM}$) conduziu a efeitos muito mais significativos na taxa de descarga do que um aumento de 10 para 50. Assim, o tipo de partícula escolhida não é tão importante como a fração em que são adicionadas (Narasimhan et al., 2014).

Esta análise permite concluir que a utilização de reservatórios com configurações de leitos fixos em sistemas de armazenamento de calor latente possibilita a obtenção de benefícios. Para além de serem simples, estas unidades apresentam uma área elevada de transferência de calor, o que permite tornar os processos de carga e descarga mais rápidos. Constatou-se ainda que a adição de inclusões de elevada condutibilidade térmica melhora o desempenho térmico do sistema e que a influência do caudal de fluido de transferência de calor sobre o desempenho do sistema é baixa.

2.3.3.2 Unidades de carcaça e tubos

Em alguns sistemas solares com armazenamento de calor latente, o material de mudança de fase é armazenado num permutador de carcaça e tubos. A energia térmica adquirida pelo fluido de transferência de calor ao percorrer o campo solar é utilizada para carregar o armazenamento. Normalmente, opta-se por colocar o material de mudança de fase na carcaça, como no exemplo da Figura 2.13, embora em alguns projetos já realizados o material de mudança de fase tenha sido introduzido nos tubos. A escolha do material a utilizar nestas aplicações depende, essencialmente, da gama de temperaturas de operação do sistema e pode incluir desde sais para aplicações a temperaturas elevadas a parafinas para sistemas de aquecimento domésticos de baixa temperatura (Fleischer, 2015).

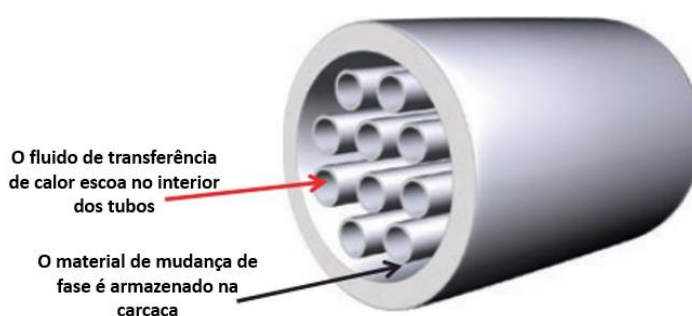


Figura 2.13: Unidade de armazenamento de calor latente de carcaça e tubos (adaptado de Fleischer (2015)).

A aplicação destes permutadores no armazenamento de energia térmica requer uma baixa resistência térmica entre o fluido de transferência de calor nos tubos e o material de mudança de fase na carcaça. Durante o processo de carga ocorre transferência de calor do fluido quente para o material de mudança de fase, sendo que, a partir do momento em que o material se encontra fundido, a transferência de calor no exterior dos tubos é dominada pelo mecanismo de convecção natural. No processo de descarga, à medida que o material de mudança de fase começa a solidificar na envolvente dos tubos, a transferência de calor é dominada pelo mecanismo de condução (Fleischer, 2015).

Grande parte da investigação realizada em torno destas unidades de armazenamento de energia centra-se em procurar formas de reduzir a resistência térmica entre o material de mudança de fase e o fluido de transferência de calor, de modo a tornar a transferência de calor mais eficaz. Assim, diversas modificações, tanto no interior dos tubos como do lado do material de mudança de fase, foram estudadas com o intuito de perceber o seu efeito sobre a resistência térmica.

Al-Abidi et al. (2012) estudaram o uso de tubos com alhetas internas dispostas longitudinalmente durante a fase de carga, o que, para além de permitir um aumento da área de transferência de calor, também induz turbulência no escoamento, o que favorece a transferência de energia. Os autores verificaram um aumento significativo da taxa de fusão do material de mudança de fase. Além disso, constataram que esta taxa aumenta com a espessura, altura e número de alhetas.

O recurso a partículas de elevada condutibilidade térmica dispersas no material de mudança de fase tem vindo a ser testado também nestes permutadores com o intuito de reduzir a resistência térmica do lado do material de mudança de fase. Constatou-se que, apesar de promover uma redução na duração dos processos de carga e descarga, esta técnica conduz a uma diminuição na capacidade de armazenamento, visto que a introdução das partículas obriga a uma redução na massa de material de mudança de fase colocada no permutador (Zhang e Faghri, 1996).

Outra forma de otimizar a resposta térmica destas unidades de armazenamento de carcaça e tubos passa por projetá-las com a carcaça dividida em várias secções ao longo do seu comprimento, o que possibilita a introdução de múltiplos materiais de mudança de fase com diferentes gamas de fusão. Li et al. (2013) projetaram uma unidade deste tipo com a carcaça dividida em três partes, como se pode observar na Figura 2.14. Na entrada do permutador, ocupando um terço do volume da carcaça, colocaram o material de mudança de fase com maior temperatura de fusão. Na parte intermédia da carcaça introduziram um material com uma temperatura de fusão inferior ao anterior e, por fim, no último terço da carcaça foi colocado um material com uma temperatura de fusão inferior aos dois anteriores. Assim, apesar da temperatura do fluido de transferência de calor diminuir à medida que este percorre o armazenamento, durante o processo de carga, também a temperatura de fusão do material para o qual transfere energia diminui, o que permite manter um fluxo de calor mais consistente.

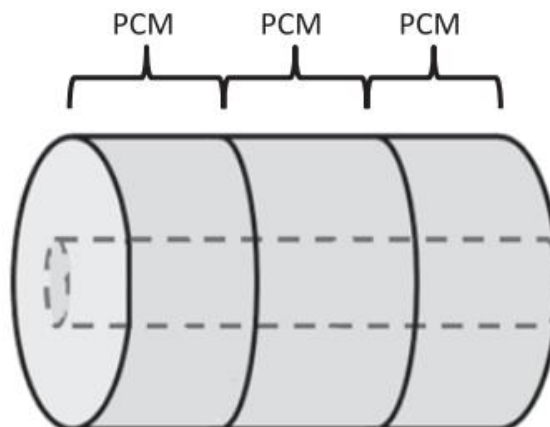


Figura 2.14: Unidade de armazenamento de calor latente com a carcaça dividida em três secções (Fleischer, 2015).

Akgün et al. (2007) demonstraram que durante a fase de fusão as diferenças de massa volúmica entre as fases sólida e líquida do material induzem fenómenos significativos de convecção natural, o que promove um aumento da transferência de calor. Além disso,

provaram que o efeito convectivo pode ser aumentado através da inclinação do permutador em 5°, o que permite uma redução no tempo de fusão do material de 30%.

A partir desta análise geral conclui-se que as unidades de armazenamento de calor latente de carcaça e tubos são uma boa solução quando se pretende processos de carga e descarga de energia rápidos. Além disso, existem diversas formas de reduzir a resistência térmica entre o material de mudança de fase e o fluido de transferência de calor, como a utilização de partículas de elevada condutibilidade térmica dispersas no material de mudança de fase e o recurso a tubos com alhetas internas dispostas longitudinalmente.

3 Instalação e procedimento experimental

Dado que o objetivo deste trabalho passa por estudar o desempenho de dois dispositivos de armazenamento de energia térmica que utilizam materiais de mudança de fase, existe a necessidade de dispor de uma instalação que permita ceder e extrair energia térmica ao material de mudança de fase e que esteja devidamente instrumentada de forma a que seja possível explicar os fenómenos que ocorrem no seu interior. Esteves (2016) e Trindade (2018) desenvolveram trabalhos com o objetivo de testar dispositivos de armazenamento de energia térmica deste tipo, e por isso, já existe, no Laboratório de Combustão do INEGI, uma instalação adequada ao trabalho que se pretende desenvolver.

Este capítulo inicia-se com a apresentação dos componentes que constituem a instalação experimental. De seguida, descrevem-se os circuitos que permitem fornecer (circuito de aquecimento) e extrair (circuito de arrefecimento) energia térmica ao material de mudança de fase. Por fim, descreve-se o procedimento experimental.

3.1 Componentes da instalação experimental

Nesta secção apresentam-se os elementos que fazem parte da instalação experimental.

3.1.1 Sistema de aquecimento

Para fornecer energia térmica ao fluido de transferência de calor durante o processo de aquecimento do material de mudança de fase é utilizado um aquecedor elétrico com 9 l de capacidade e uma potência de aquecimento de aproximadamente 2 kW. Na Figura 3.1 pode-se observar o aquecedor usado na instalação experimental.



Figura 3.1: Aquecedor utilizado na instalação experimental (Trindade, 2018).

O sistema de aquecimento incorpora ainda o controlador de temperatura do tipo liga/desliga representado na Figura 3.2. Este permite definir a temperatura do fluido de transferência de calor que se pretende atingir à saída do aquecedor.



Figura 3.2: Controlador de temperatura do tipo liga/desliga (Trindade, 2018).

3.1.2 Sistema de arrefecimento

Com o intuito de retirar energia térmica ao fluido de transferência de calor durante o processo de arrefecimento do material de mudança de fase foi utilizado o permutador de calor de carcaça e tubos representado na Figura 3.3. Este possui uma potência máxima de dissipação de calor de 29 kW e uma área de transferência de calor de 1,16 m². A água da rede é utilizada como fluido de arrefecimento.



Figura 3.3: Permutador de calor utilizado na instalação experimental.

Do sistema de arrefecimento faz parte ainda um caudalímetro de secção variável com retorno por mola (Figura 3.4) que permite regular o caudal de água que circula no permutador e, com isso, a energia retirada ao fluido de transferência de calor.

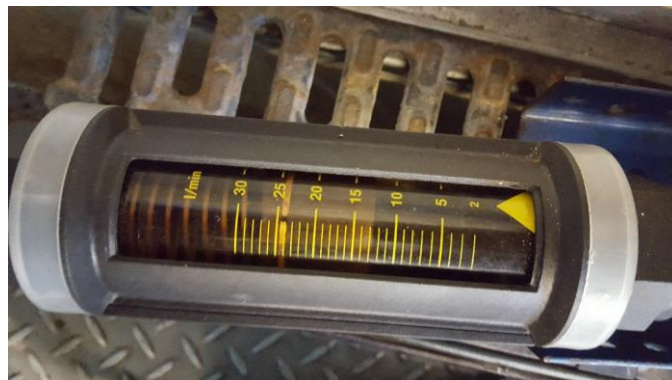


Figura 3.4: Caudalímetro do circuito de água (Esteves, 2016).

3.1.3 Sistema de Bombagem

A bomba centrífuga, representada na Figura 3.5 e fabricada pela empresa Kirloskar Brothers, promove a circulação do fluido de transferência de calor no interior da instalação experimental. Um motor elétrico da Weg é utilizado para acionar a bomba centrífuga. No Anexo A apresentam-se as características da bomba incluindo a sua curva característica.



Figura 3.5: Grupo de bombagem (Trindade, 2018).

Para regular o caudal de fluido de transferência de calor em circulação utiliza-se um variador de frequência da ABB (Figura 3.6) sincronizado com o motor elétrico. O variador de frequência permite ajustar a frequência de alimentação do motor elétrico, possibilitando assim a regulação da velocidade de rotação do motor elétrico.

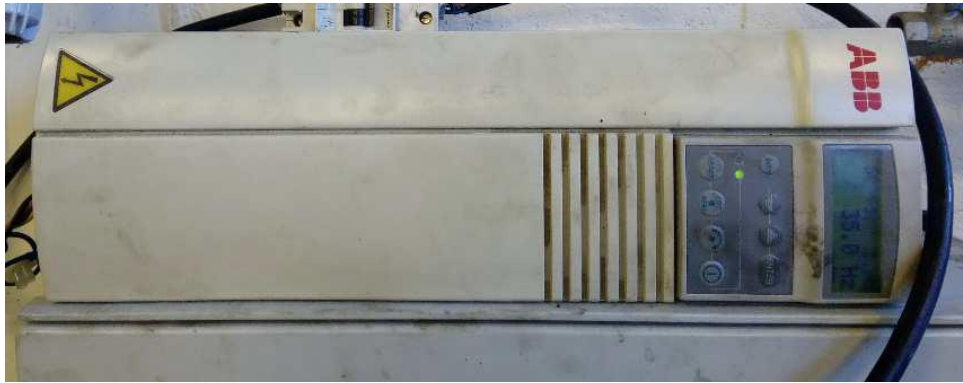


Figura 3.6: Variador de frequência (Trindade, 2018).

3.1.4 Fluido de transferência de calor

O fluido de transferência de calor utilizado foi o Therminol 66, comercializado pela empresa Therminol. As suas propriedades são apresentadas no Anexo B.

3.1.5 Tubagem

A tubagem presente na instalação experimental é constituída por tubos de aço ao carbono sem costura com um diâmetro externo de 28 mm e um diâmetro interno de 24 mm.

3.1.6 Válvulas

A instalação está equipada com sete válvulas de macho esférico para permitir a purga do ar e a escolha do circuito a utilizar (aquecimento ou arrefecimento).

3.1.7 Sistema de aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é composto por duas placas de aquisição da Measurement Computing (Figura 3.7) que registam as leituras de temperatura e pressão realizadas ao longo de cada ensaio e pelo programa de aquisição de dados, DASyLab, que permite armazenar e efetuar um pré-tratamento dos dados adquiridos. O programa DASyLab possibilita ainda o acompanhamento em tempo real da evolução das diversas variáveis que estão a ser registadas. No Anexo C apresentam-se algumas imagens das folhas de trabalho desenvolvidas neste programa.



Figura 3.7: Placas de aquisição de dados.

3.1.8 Vaso de expansão

O vaso de expansão, tal como o nome indica, destina-se a permitir a expansão do fluido de transferência de calor. Foi colocado no ponto mais alto da instalação para garantir que a pressão é suficientemente elevada no interior da tubagem e, nomeadamente, à entrada da bomba de circulação para se evitar a cavitação. Além disso, a linha de expansão está ligada à instalação na admissão da bomba uma vez que este é o ponto de menor pressão da instalação e, por isso, mais favorável à libertação de voláteis. Na Figura 3.8 pode-se observar o vaso de expansão.



Figura 3.8: Vaso de expansão (Trindade, 2018).

3.1.9 Sistema de medição do caudal

A medição do caudal de termofluido em circulação na instalação é efetuada por um conjunto transdutor de pressão e placa orifício. O transdutor de pressão (Figura 3.9) é alimentado a 24 V, em corrente contínua, pela fonte de alimentação da Figura 3.10 e a sua gama de saída é de 1,872 a 9,36 V. Recorrendo às equações resultantes do processo de calibração da placa orifício (Anexo D) é possível determinar o caudal em circulação para uma dada tensão de saída. No Anexo D apresenta-se ainda o desenho da placa orifício.



Figura 3.9: Transdutor de pressão (Trindade, 2018).

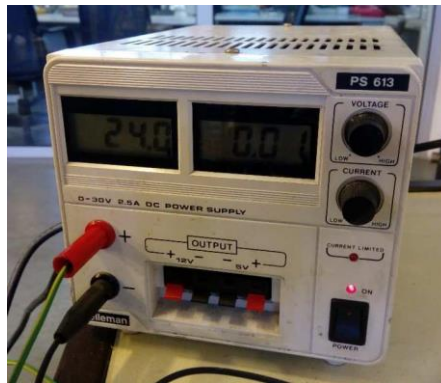


Figura 3.10: Fonte de alimentação do transdutor de pressão (Trindade, 2018).

3.1.10 Permutador de testes ou unidade de armazenamento de calor latente

O permutador de testes é um elemento que funciona simultaneamente como dispositivo de armazenamento de energia térmica (o material de mudança de fase contido no seu interior armazena energia térmica) e como permutador de calor (permite a transferência de calor entre o material de mudança de fase e o termofluido). Ao longo do presente trabalho serão estudadas duas configurações para o permutador de testes, sendo que em ambas o fluido de transferência de calor escoava no seu interior, na vertical de baixo para cima. Os permutadores possuem tomadas de temperatura equipadas com termopares do tipo T que permitem monitorizar tanto a temperatura do fluido de transferência de calor como a temperatura do material de mudança de fase. Embora os dois permutadores de testes estudados sejam apresentados com maior detalhe mais à frente neste texto, na Figura 3.11 podem ser ambos observados. Importa salientar que permutador de testes e unidade de armazenamento de calor latente são designações que se referem ao mesmo componente da instalação experimental.

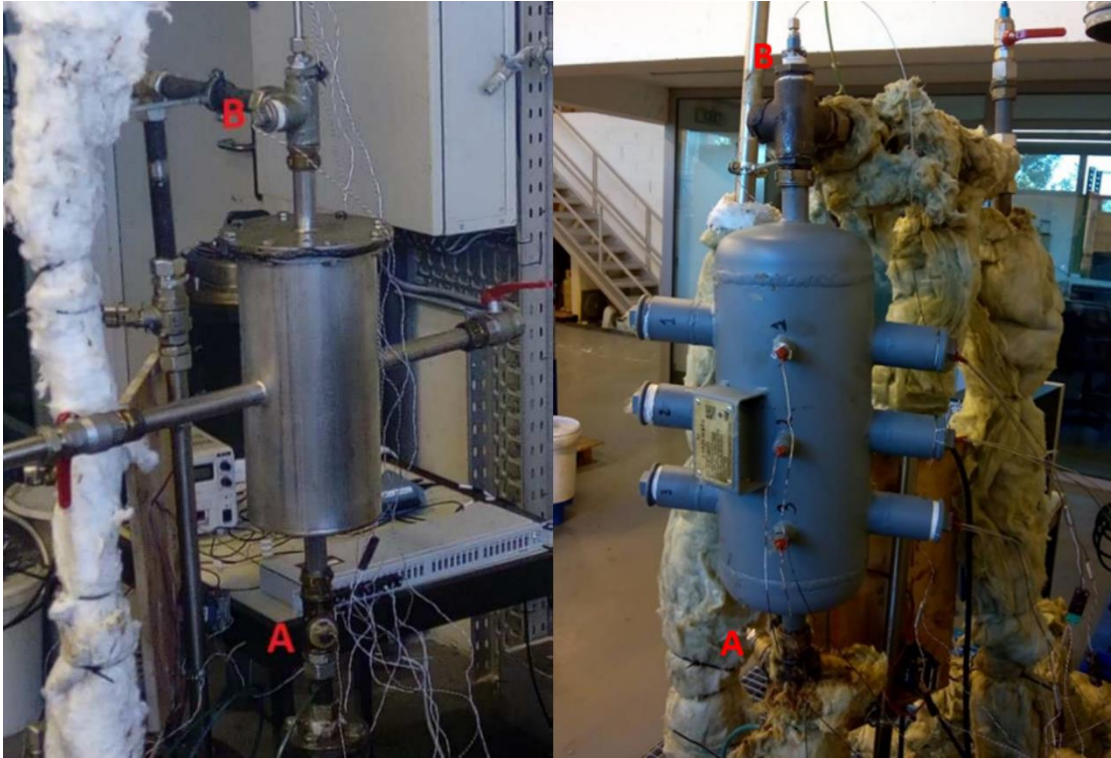


Figura 3.11: Permutador de testes com cápsula disposta na vertical (lado esquerdo); Permutador de testes com camada única de três tubos (lado direito).

3.2 Descrição dos circuitos de aquecimento e arrefecimento

Antes de descrever os circuitos de aquecimento e arrefecimento apresenta-se, na Figura 3.12, a instalação experimental completa. A instalação experimental foi isolada com duas camadas de lã de rocha com o intuito de diminuir as perdas de calor para o exterior. Importa referir que embora na Figura 3.12 o permutador de testes não se encontre isolado, durante os ensaios este permaneceu isolado. Na Figura 3.13 pode-se observar um esquema da instalação onde estão representados os componentes principais.



Figura 3.12: Instalação experimental.

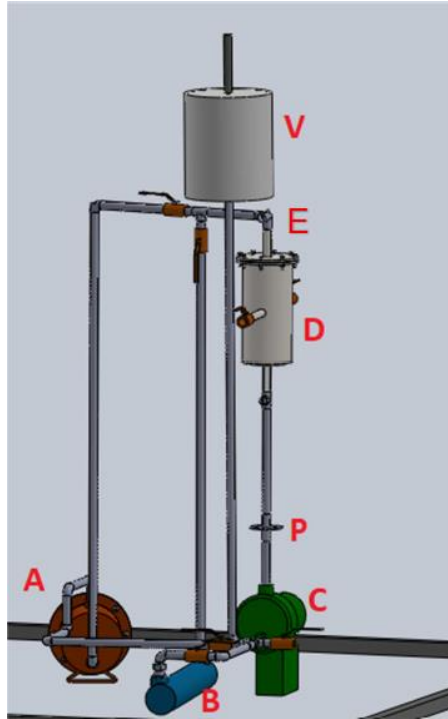


Figura 3.13: Esquema da instalação experimental. A- Aquecedor; B- Permutador de calor; C- Bomba centrífuga; D- Permutador de testes; E- Purga de ar; P- Placa orifício; V- Vaso de expansão (Trindade, 2018).

3.2.1 Circuito de aquecimento

Os componentes principais do circuito de aquecimento são a bomba centrífuga, o permutador de testes e o aquecedor. Na Figura 3.14 apresenta-se um esquema deste circuito. A bomba centrífuga promove a circulação do fluido de transferência de calor, que ao passar no permutador de testes cede energia térmica ao material de mudança de fase. No aquecedor, as resistências elétricas existentes no seu interior fornecem energia térmica ao fluido de transferência de calor, o que promove um aumento da sua temperatura.

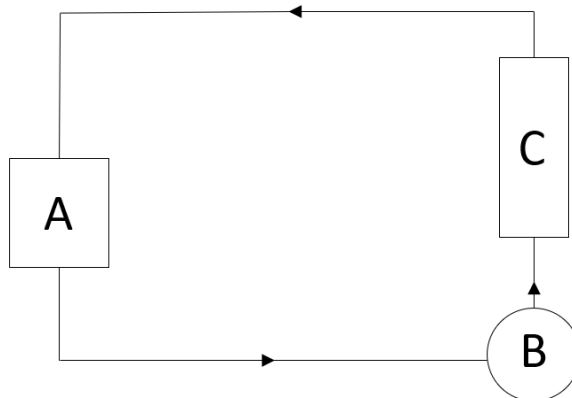


Figura 3.14: Esquema do circuito de aquecimento. A- Aquecedor; B- Bomba centrífuga; C- Permutador de testes.

3.2.2 Circuito de arrefecimento

Os componentes principais do circuito de arrefecimento são a bomba centrífuga, o permutador de testes e o permutador de calor. Na Figura 3.15 apresenta-se um esquema deste circuito. A bomba centrífuga promove a circulação do termofluido, que ao passar no permutador de testes recebe energia térmica do material de mudança de fase. No permutador de calor, o termofluido transfere calor para a água de arrefecimento, o que promove uma diminuição da sua temperatura.

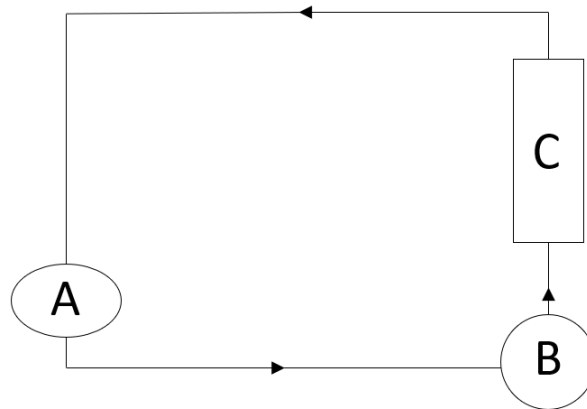


Figura 3.15: Esquema do circuito de arrefecimento. A- Permutador de calor; B- Bomba centrífuga; C- Permutador de testes.

3.3 Procedimento experimental

Nesta secção são apresentados os passos a seguir para a realização de cada ensaio. Optou-se por dividir o procedimento experimental nas fases de aquecimento e arrefecimento.

3.3.1 Aquecimento

- 1) Seleciona-se o circuito de aquecimento através das válvulas de macho esférico existentes na instalação.
- 2) Aciona-se a bomba centrífuga e recorre-se ao variador de frequência para definir a frequência de alimentação do motor elétrico.
- 3) Define-se, no sistema de aquisição de dados, a taxa de aquisição. Optou-se por uma taxa de aquisição de dados de 12 leituras por minuto. Inicia-se a aquisição de dados com recurso ao programa DASYSLab.
- 4) Liga-se o sistema de aquecimento e define-se, no controlador, a temperatura do fluido de transferência de calor que se pretende atingir. Devido às limitações da instalação e ao facto da temperatura de mudança de fase do material utilizado ser de aproximadamente 164 °C, a temperatura definida no controlador foi de 185 °C.
- 5) Quando o material de mudança de fase se encontra totalmente fundido, termina-se a aquisição de dados e estes são guardados. Como o programa DASYSLab possibilita o acompanhamento em tempo real da evolução da temperatura no interior do material de mudança de fase, é possível saber quando este já se encontra totalmente fundido.
- 6) Desliga-se o sistema de aquecimento.

3.3.2 Arrefecimento

- 1) Mantém-se a bomba centrífuga em funcionamento.
- 2) Abre-se a água da rede (fluido de arrefecimento). Definiu-se um caudal de água de arrefecimento de 5 l/min com o intuito de não tornar o processo de arrefecimento demasiado curto, visto que o permutador de calor apresenta uma potência elevada.
- 3) Define-se, no sistema de aquisição de dados, a taxa de aquisição. Optou-se por uma taxa de aquisição de dados de 12 leituras por minuto. Inicia-se a aquisição de dados com recurso ao programa DASYSLab.
- 4) Seleciona-se o circuito de arrefecimento através das válvulas existentes na instalação.
- 5) Quando o material de mudança de fase se encontra a uma temperatura próxima da ambiente, termina-se a aquisição de dados e estes são guardados.
- 6) Fecha-se a água da rede.
- 7) Desliga-se a bomba centrífuga.

4 Material de mudança de fase em estudo: PlusICE A164

O produto PlusICE A164 da empresa PCM Products Ltd. foi o material testado no presente trabalho, na sequência do trabalho realizado por Trindade (2018). Trata-se de um material de mudança de fase sólido-líquido que apresenta uma temperatura de mudança de fase de cerca de 164 °C. Na Tabela 4.1 são apresentadas algumas propriedades deste material (Trhlikova et al., 2015).

Tabela 4.1: Propriedades do material PlusICE A164 (Trhlikova et al., 2015).

Temperatura de mudança de fase [°C]	Massa volúmica [kg/m ³]	Calor latente [kJ/kg]
164	1500	290

Trhlikova et al. (2015) verificaram que este produto é um derivado do manitol. O manitol é um açúcar alcoólico que se apresenta na forma de um pó branco, inodoro e cristalino e a sua temperatura de fusão é de cerca de 168 °C. Este é usado com frequência na indústria alimentar, farmacêutica e a sua utilização em sistemas de armazenamento de energia térmica já foi testada.

Diversos autores identificaram problemas na utilização deste material no armazenamento de energia térmica. Rodríguez-García et al. (2016) apontam para uma degradação muito acentuada do manitol quando sujeito a estágios acima da temperatura de fusão, com o efetivo desaparecimento da mudança de fase em detrimento de uma transição vítrea, suspeitando, após inspeção visual do material degradado, que perdeu a estrutura sólida e adquiriu uma consistência pastosa e de cor castanha, que resulta de um processo de caramelização. Bayón e Rojas (2017) confirmam a ocorrência de um processo de caramelização, identificando a formação de uma quantidade significativa de voláteis e a polimerização do material sólido, sugerindo que, a menos que seja encontrada uma forma de estabilizar o material por encapsulamento ou formando um compósito, este não deve ser usado para armazenamento de energia. Gasia et al. (2017) detetaram uma séria degradação química e térmica do manitol após a realização de cem ciclos e consideraram também que este não deve ser usado em sistemas de armazenamento de energia térmica (Figueiró, 2018).

Neste estudo pretende-se determinar os coeficientes de transferência de calor tanto numa cápsula, alinhada com o escoamento, que contém este material de mudança de fase, em complemento ao trabalho anteriormente realizado por Trindade (2018), como para uma camada de três tubos dispostos perpendicularmente ao escoamento que também contém no seu interior este material.

Importa referir que os estudos apresentados recorrem ao manitol puro, que é usado como edulcorante na indústria farmacêutica, e desta forma é de esperar que os derivados do manitol comercializados para aplicação em sistemas de armazenamento de energia térmica, como o PlusICE A164, não apresentem uma degradação térmica tão acentuada (Figueiró, 2018). Mesmo assim, não será aconselhável em aplicações industriais recorrer a materiais de

mudança de fase derivados do manitol, enquanto os problemas de envelhecimento não forem resolvidos, ou pelo menos minimizados. Na Figura 4.1 é apresentada a fórmula molecular do manitol e o seu aspeto antes e depois de fundir pela primeira vez.



Figura 4.1: Fórmula molecular do manitol e o seu aspeto antes e após ser alvo do processo de fusão pela primeira vez (adaptado de Trhlikova et al. (2015)).

As propriedades térmicas (difusibilidade térmica, condutibilidade térmica e calor específico) do material PlusICE A164 em função da sua temperatura foram determinadas por Trhlikova et al. (2015) e são apresentadas na Tabela 4.2. De referir ainda que se trata de um material de mudança de fase orgânico e como tal exibe uma baixa condutibilidade térmica.

Tabela 4.2: Propriedades térmicas do material PlusICE A164 em função da temperatura (Trhlikova et al., 2015).

Temperatura [°C]	Difusibilidade térmica [mm ² /s]	Condutibilidade térmica [W/(mK)]	Calor específico [kJ/(kgK)]
31,8	0,054	0,055	0,684
44,6	0,048	0,097	1,340
59,1	0,049	0,122	1,661
65,2	0,051	0,139	1,809
81,3	0,049	0,163	2,207
91,1	0,050	0,177	2,372
102,7	0,049	0,181	2,451
111,8	0,045	0,186	2,761
121,8	0,045	0,202	2,958
130,7	0,048	0,282	3,900
152,7	0,030	0,175	3,914
163,6	0,028	0,122	2,923
177,8	0,033	0,104	2,087
187,4	0,106	0,306	1,921
191,0	0,103	0,329	2,134
204,6	0,070	0,241	2,288
212,0	0,100	0,335	2,227
221,1	0,142	0,434	2,039
230,1	0,081	0,259	2,146
237,1	0,066	0,213	2,153
249,1	0,073	0,240	2,178

5 Permutador de testes com uma cápsula disposta na vertical

Este capítulo é a continuação do trabalho desenvolvido por Trindade (2018) devido à existência de dúvidas quanto à qualidade dos resultados obtidos para o caso de uma única cápsula disposta na vertical. Trindade (2018) encontrou dificuldades na obtenção do coeficiente de transferência de calor no seio do material de mudança de fase, devido ao facto da correlação utilizada para a determinação do número de Nusselt no exterior da cápsula não ser adequada à configuração em causa. Com efeito, a falta de uma correlação na literatura para o caso do escoamento em torno de um cilindro com a mesma disposição da cápsula, alinhada com o escoamento externo, fez com que a autora optasse, para a determinação do coeficiente de transferência de calor no exterior da cápsula, por utilizar uma correlação para um escoamento em torno de uma placa plana. Ficaram por isso algumas dúvidas quanto à qualidade dos valores do coeficiente de transferência de calor no exterior da cápsula, o que por sua vez veio a condicionar os valores determinados para o coeficiente de transferência de calor no interior da mesma, ou seja, os coeficientes relativos ao material de mudança de fase. Assim, no presente trabalho, optou-se por acrescentar à instalação laboratorial utilizada por Trindade (2018) instrumentação de medição que permita registar a temperatura do fluido térmico junto à parede exterior da cápsula e, com isso, determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido. Eliminou-se assim a necessidade de utilizar correlações da literatura para determinar o número de Nusselt nesse escoamento exterior. Desta forma, e tal como se verá mais à frente, a equação (5.1) permite determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido. Nesta, \dot{Q} é a potência térmica transferida entre o termofluido e a parede da cápsula por convecção, A_{ext} é a área exterior da cápsula, T_{ent} é a temperatura de entrada do termofluido no permutador de testes e T_{par} é a temperatura da parede da cápsula.

$$h_{ext} = \frac{\dot{Q}}{A_{ext}(T_{ent} - T_{par})} \quad (5.1)$$

Começa-se o capítulo por apresentar a cápsula e o permutador de testes utilizados e define-se a instrumentação de medição a implementar e a sua localização. De seguida, estabelece-se a massa de PlusICE A164 a introduzir na cápsula e mostra-se a evolução temporal da temperatura deste material em diversos pontos no interior da cápsula, tanto durante o processo de aquecimento (que engloba a fusão do material) como durante o processo de arrefecimento (que engloba a solidificação do material). Por fim é apresentada a evolução do coeficiente global de transferência de calor U e do coeficiente de transferência de calor no interior do material de mudança de fase h_{int} durante cada ensaio.

5.1 Propriedades e dimensões da cápsula

A cápsula onde é introduzido o material de mudança de fase é feita em aço ao carbono ($k_{cápsula} = 40 \text{ W/(m K)}$). Apresenta um comprimento de 190 mm, um diâmetro externo de 48,3 mm e um diâmetro interno de 43,1 mm. A Figura 5.1 apresenta uma representação da cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes.



Figura 5.1: Representação da cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes (adaptado de Trindade (2018)).

O volume interno da cápsula é de aproximadamente $0,240 \text{ dm}^3$ e a área exterior de $0,0287 \text{ m}^2$. A massa da cápsula vazia é de $0,825 \text{ kg}$.

5.2 Permutador de testes

O permutador de testes foi projetado de forma a que seja possível fixar a cápsula no seu interior e realizar ensaios tanto com a cápsula na vertical como com a cápsula na horizontal. O objetivo do conjunto permutador de testes e cápsula é permitir a transferência de calor entre o termofluido e o material de mudança de fase sendo que o termofluido escoar em torno da cápsula no interior da qual se encontra o material de mudança de fase. Na Figura 5.2 pode-se observar uma representação do conjunto permutador de testes e cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes.

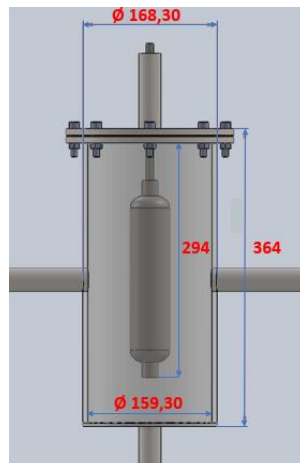


Figura 5.2: Representação do conjunto permutador de testes/cápsula com indicação das suas dimensões mais relevantes (adaptado de Trindade (2018)).

5.3 Instrumentação de medição utilizada

Para que seja possível registrar a evolução da temperatura do material de mudança de fase durante os processos de aquecimento e arrefecimento foram colocados cinco termopares do tipo T no interior da cápsula. A disposição dos termopares no interior da cápsula é apresentada na Figura 5.3 e foi pensada com o objetivo de permitir analisar a variação axial das temperaturas.

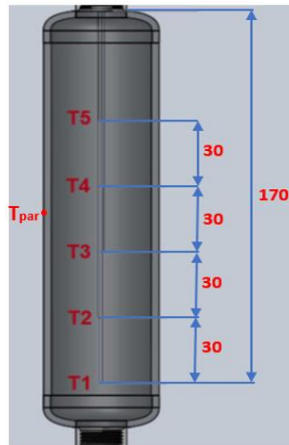


Figura 5.3: Representação da cápsula com indicação da disposição dos termopares no seu interior (adaptado de Trindade (2018)).

Tal como foi explicado no início deste capítulo, perante a necessidade de determinar o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido e dada a ausência de correlações adequadas na literatura para este caso, fixou-se um termopar à parede exterior da cápsula (do lado do termofluido) com o intuito de determinar a sua temperatura. A localização deste termopar (T_{par}) também está representada na Figura 5.3.

Com o intuito de monitorizar a temperatura de entrada e de saída do termofluido no permutador de testes foram colocadas duas tomadas de temperatura, equipadas com termopares do tipo T, respetivamente, à entrada (A) e à saída do permutador (B). Na Figura 5.4 pode-se observar o permutador de testes e a localização das tomadas de temperatura.



Figura 5.4: Permutador de testes e tomadas de temperatura: (A) entrada do permutador; (B) saída do permutador (Trindade, 2018).

Todos os termopares utilizados neste estudo são do tipo T. A escolha deste tipo de termopares está associada à razoável sensibilidade que demonstram na gama de temperaturas às quais se efetuaram medições (Esteves, 2016).

5.4 Massa de material de mudança de fase introduzida na cápsula

Sabendo o volume interno da cápsula e a massa volúmica do material PlusICE A164 é possível calcular a massa de material que se pode introduzir na cápsula. Contudo, é necessário ter em conta a expansão térmica do material no processo de mudança de fase. Segundo a literatura, nas transformações sólido-líquido, a mudança de volume que os materiais sofrem é de apenas 10% ou menos (Pinho, 2017). Tendo em conta o valor máximo de expansão térmica (10%), o volume interno da cápsula e a massa volúmica do material, obtém-se uma massa de material de mudança de fase que é possível introduzir na cápsula de 0,324 kg. Dado que se

pretende comparar os resultados obtidos com os de Trindade (2018), foi introduzida na cápsula a mesma massa de material que esta tinha introduzido no seu trabalho, ou seja, 0,300 kg.

A energia térmica absorvida ou libertada durante a mudança de fase por esta massa de PlusICE A164 ($h_{mf} = 290$ kJ/kg), atendendo à equação (2.1), é de 87 kJ.

5.5 Ensaios realizados

Foram realizados dois ensaios distintos, sendo que cada um engloba um processo de aquecimento e um processo de arrefecimento. O que diferencia os dois ensaios reside na frequência de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga. Esta frequência afeta o caudal mássico de termofluido que circula na instalação experimental durante cada ensaio. Além disso, como os circuitos de aquecimento e arrefecimento apresentam perdas de carga diferentes e como a temperatura média do termofluido é inferior no processo de arrefecimento, o caudal mássico médio também varia consoante o processo que se esteja a realizar.

Durante a realização de cada ensaio foi registado o caudal mássico em circulação. Assim, na Tabela 5.1 apresenta-se o valor médio do caudal mássico para cada um dos processos (aquecimento e arrefecimento) em cada ensaio.

Tabela 5.1: Valores médios do caudal mássico registados em cada ensaio.

Frequência [Hz]	Processo	\dot{m} [kg/s]
35	Aquecimento	0,291
	Arrefecimento	0,265
50	Aquecimento	0,362
	Arrefecimento	0,307

Analisando a Tabela 5.1 constata-se que a perda de carga é maior na fase de arrefecimento do que na de aquecimento pois, para a mesma frequência, o caudal em circulação durante o processo de arrefecimento é inferior.

Para caracterizar o regime do escoamento recorre-se, normalmente, ao número de Reynolds. Como a escolha do comprimento de referência a usar no cálculo do número de Reynolds poderia eventualmente levantar dúvidas, optou-se por recorrer a três possibilidades. Assim sugerem-se três expressões diferentes a ser usadas para calcular o número de Reynolds do escoamento em torno da cápsula.

$$Re_L = \frac{\rho v L}{\mu} \quad (5.2)$$

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (5.3)$$

$$Re_{D_h} = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (5.4)$$

Nas expressões anteriores L é o comprimento da cápsula, D é o diâmetro externo da cápsula e D_h é o diâmetro hidráulico, definido através de:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (5.5)$$

onde A é a área de escoamento. Apresenta-se na Tabela 5.2 os números de Reynolds médios obtidos em função da dimensão de referência usada.

Tabela 5.2: Valores médios do número de Reynolds obtidos em cada ensaio.

Frequência [Hz]	Processo	Re_L	Re_D	Re_{D_h}
35	Aquecimento	2824	718	1650
	Arrefecimento	208	53	121
50	Aquecimento	3443	875	2012
	Arrefecimento	225	57	131

Tendo em conta o número de Reynolds calculado com base no diâmetro hidráulico (quinta coluna da Tabela 5.2) e sabendo que o escoamento no interior de tubos é laminar para números de Reynolds inferiores a 2100 (Munson et al. 2004), conclui-se que existe uma forte possibilidade do escoamento em torno da cápsula ser laminar. Importa referir ainda que para cada frequência de alimentação da bomba foram realizados dois ensaios idênticos de forma a eliminar possíveis erros.

5.5.1 Evolução da temperatura no interior da cápsula

São agora apresentadas as curvas relativas à evolução da temperatura do material de mudança de fase, ao longo do tempo de ensaio, em diferentes pontos de medição no interior da cápsula. A localização dos pontos de medição pode ser consultada na Figura 5.3.

Para facilitar a leitura e comparação dos gráficos apresentados optou-se por não analisar em simultâneo os processos de aquecimento e arrefecimento.

5.5.1.1 Processo de aquecimento

Durante este processo o termofluido encontra-se em circulação no circuito de aquecimento, recebendo calor no aquecedor e com isso aumentando a sua temperatura. No permutador de testes o termofluido cede energia térmica ao material de mudança de fase, sendo que este armazena essa energia tanto na forma de calor sensível como na forma de calor latente.

Nas Figuras 5.5 e 5.6 é possível observar a evolução da temperatura do material de mudança de fase nos diferentes pontos de medição para frequências de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 35 e 50 Hz, respetivamente. Também a evolução da temperatura do óleo à entrada do permutador de testes T_{ent} está representada. A temperatura de saída do óleo do permutador de testes não é representada por ser muito próxima da temperatura de entrada.

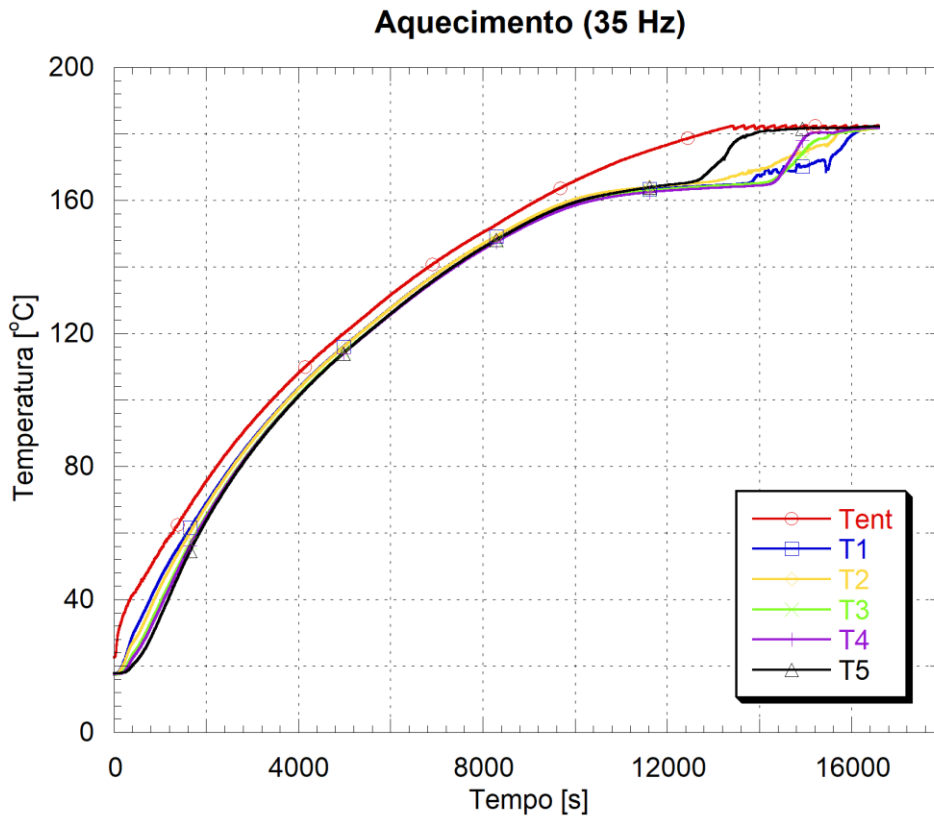


Figura 5.5: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz.

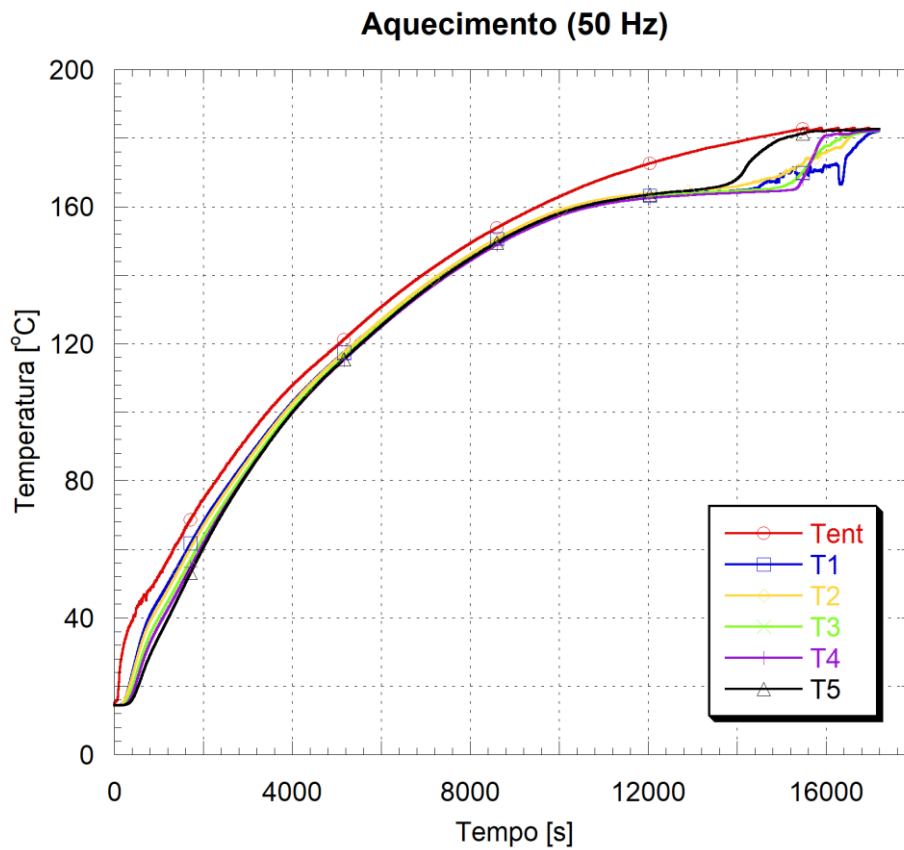


Figura 5.6: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz.

Analisando o gráfico da Figura 5.5 constata-se que, aproximadamente até aos 10.000 segundos ocorre armazenamento de calor sensível visto que a energia é acumulada devido à mudança de temperatura do material de mudança de fase. De seguida, inicia-se a mudança de fase (sólido-líquido) durante a qual ocorre armazenamento de calor latente. Neste período a curva de evolução da temperatura do material não é exatamente isotérmica devido ao facto de não se tratar de um material puro. Ainda assim é bem visível a existência de uma zona na curva em que a temperatura é aproximadamente constante por volta dos 164 °C (temperatura de mudança de fase do material). Quando o material se encontra totalmente liquefeito observa-se um aumento acentuado da sua temperatura e um conseqüente armazenamento de calor sensível.

Importa referir que, apesar de não ser possível com a instrumentação instalada avaliar a evolução radial da temperatura do material de mudança de fase no interior da cápsula, sabe-se que a fusão se inicia junto das paredes desta e que se vai estendendo progressivamente a zonas mais interiores (Esteves, 2016). Assim, a região onde se encontram os termopares é onde a fusão do material de mudança de fase ocorre mais tarde. Para que fosse possível avaliar com maior exatidão a evolução da temperatura do material de mudança de fase em toda a cápsula seria necessário colocar no seu interior termopares dispostos numa malha apertada que cobrisse todo o volume. Mas um número elevado de termopares iria por sua vez alterar a capacidade térmica do conjunto formado pela cápsula e pelo material de mudança de fase nela contido, o que eventualmente iria interferir na evolução temporal das temperaturas a serem medidas. Ou seja, a procura de uma informação mais detalhada sobre a evolução da temperatura em diversos pontos no interior poderia eventualmente criar novos problemas.

A zona onde se encontra o termopar T5 é, de entre as zonas instrumentadas, aquela onde a mudança de fase termina primeiro. Este comportamento pode dever-se ao facto de o material que funde inicialmente junto das paredes da cápsula subir para o topo desta por convecção natural e provocar um aumento da temperatura nessa zona. Além disso, verifica-se que, ao contrário do que se poderia esperar, o termopar T1 não é o segundo a acusar a mudança de fase, mas sim o T2. Isto pode estar associado à configuração da cápsula que apresenta acessórios de ligação na sua parte inferior (Figura 5.1), o que impede o escoamento de incidir diretamente sobre esta e que pode promover uma deflexão do escoamento que favoreça a transferência de calor à cota do termopar T2.

Olhando agora para o gráfico da Figura 5.6 (frequência de alimentação da bomba de 50 Hz) verifica-se que as curvas da evolução da temperatura nos diferentes pontos de medição são idênticas às obtidas no ensaio em que a frequência da bomba é de 35 Hz (Figura 5.5). Assim, conclui-se que para esta disposição da cápsula a variação da frequência de alimentação da bomba, que se reflete numa variação do caudal mássico de termofluido em circulação, não altera de forma significativa o comportamento do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento. Além disso, constata-se que a duração do processo de aquecimento mantém-se praticamente inalterada para as duas frequências da bomba. Isto deve-se ao facto da resistência à transferência de calor ser muito maior do lado interno da cápsula do que no seu exterior, o que conduz a que alterações no escoamento do termofluido não se reflitam na duração do ensaio.

5.5.1.2 Processo de arrefecimento

Neste processo o termofluido percorre o circuito de arrefecimento transferindo calor para a água de arrefecimento no permutador de calor diminuindo, assim, a sua temperatura. No permutador de testes, o material de mudança de fase cede calor ao termofluido, o que leva à redução da sua temperatura e conseqüente solidificação.

A evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento nos diferentes pontos de medição, para frequências de alimentação da bomba

de 35 e 50 Hz, pode ser observada nas Figuras 5.7 e 5.8, respectivamente. Também a evolução da temperatura do óleo à entrada do permutador de testes T_{ent} está representada nestas figuras.

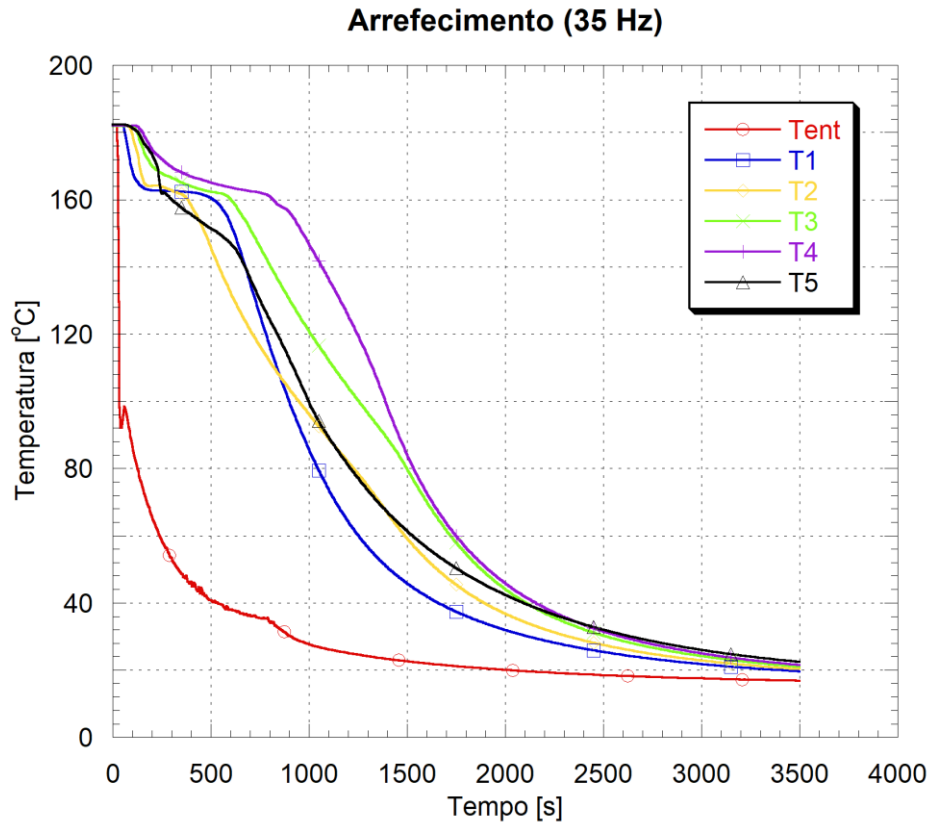


Figura 5.7: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz.

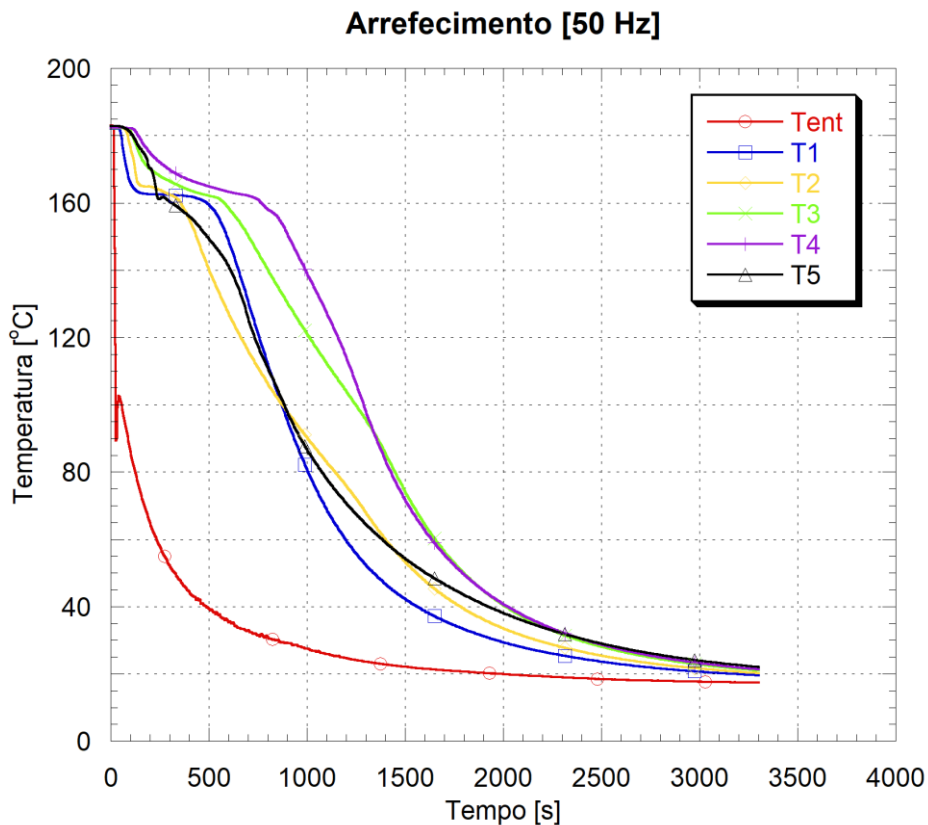


Figura 5.8: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz.

Avaliando a duração do processo de arrefecimento constata-se que é bastante mais rápido que o processo de aquecimento, o que se deve à elevada potência do permutador de calor (29 kW) quando comparada com a potência do aquecedor (2 kW). Porém, tal como no aquecimento, verifica-se que a duração do processo se mantém praticamente inalterada para as duas frequências da bomba.

As variações abruptas da temperatura do material nos instantes iniciais devem-se à grande diferença entre a temperatura do termofluido e a do material de mudança de fase, como é possível constatar pela análise dos gráficos das figuras anteriores. Mais uma vez, verifica-se que em torno da temperatura de mudança de fase do material (164 °C) as diversas curvas que representam a evolução da sua temperatura apresentam um patamar. Esta é uma das características mais atrativas destes materiais uma vez que libertam energia a temperatura constante.

Importa ainda constatar que a ordem pela qual os termopares refletem o fim da mudança de fase (T5, T2, T1, T3, T4) é a mesma que se verificava no processo de aquecimento, sendo que isto pode dever-se ao facto do sentido do escoamento do termofluido no interior do permutador de testes ser o mesmo nos dois processos. Uma inversão do sentido do escoamento no processo de arrefecimento permitiria beneficiar das correntes de convecção natural e, com isso, aumentar a transferência de calor entre o termofluido e o material de mudança de fase. No entanto, neste caso concreto, essa alteração não é relevante uma vez que a taxa de arrefecimento já é muito elevada.

5.5.2 Coeficientes de transferência de calor

Nesta secção apresenta-se a evolução do coeficiente global de transferência de calor U e do coeficiente de transferência de calor no interior do material de mudança de fase h_{int} durante cada ensaio. Além disso, faz-se a dedução das equações que permitem calcular estes parâmetros.

5.5.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

Aplicando a primeira lei da termodinâmica ao permutador de testes resulta que,

$$\dot{Q} = \dot{m}c(T_{ent} - T_{sai}) \quad (5.6)$$

onde \dot{Q} é a potência cedida pelo termofluido no permutador de testes, \dot{m} é o caudal mássico de termofluido, c é o calor específico do termofluido, T_{ent} é a temperatura de entrada do termofluido no permutador de testes e T_{sai} é a temperatura de saída do termofluido do permutador de testes. Admitindo que o permutador de testes é adiabático (aproximação aceitável devido ao facto de este se encontrar envolto num material isolador), então a potência cedida pelo termofluido transfere-se para o material de mudança de fase que se encontra no interior da cápsula,

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (5.7)$$

sendo A a área de transferência de calor, U o coeficiente global de transferência de calor e ΔT_{ml} a diferença de temperatura média logarítmica. Combinando as duas equações anteriores obtém-se a equação (5.8) que permite calcular o coeficiente global de transferência de calor.

$$U = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T_{ml}} = \frac{\dot{m}c(T_{ent} - T_{sai})}{A\Delta T_{ml}} \quad (5.8)$$

Como durante os ensaios foram registados os caudais mássicos, assim como a temperatura do termofluido à entrada e à saída do permutador de testes, é possível calcular a potência cedida pelo termofluido em cada instante. A área de transferência de calor é de 0,0287 m² e corresponde à área exterior da cápsula. Quanto à diferença de temperatura média logarítmica, visto que não existe escoamento no interior da cápsula não será possível recorrer à equação

normalmente utilizada para caracterizar esta variável. Assim para o presente caso Esteves (2016) deduziu a equação (5.9) que permite calcular a temperatura média logarítmica.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{sai} - T_{PCM}^{final}) - (T_{ent} - T_{PCM}^{inicial})}{\ln\left(\frac{T_{sai} - T_{PCM}^{final}}{T_{ent} - T_{PCM}^{inicial}}\right)} \quad (5.9)$$

A análise dos dados experimentais foi realizada em intervalos de tempo sucessivos e os valores de T_{ent} e T_{sai} correspondem aos valores médios da temperatura do termofluido para o intervalo de tempo em análise. $T_{PCM}^{inicial}$ e T_{PCM}^{final} representam o valor inicial e final da temperatura do material de mudança de fase para o mesmo intervalo de tempo (Esteves, 2016). As leituras do termopar T3 foram usadas como valores de T_{PCM} devido à sua localização intermédia na cápsula.

Na apresentação de resultados que se segue optou-se por eliminar as fases transitórias inicial e final de cada ensaio. Assim, apresenta-se a evolução dos diferentes coeficientes de transferência de calor tanto nos instantes que antecedem e sucedem a mudança de fase como durante a própria mudança de fase. Apresenta-se ainda, em cada gráfico, uma curva com a evolução da temperatura do material de mudança de fase.

Na Figura 5.9 é possível observar os gráficos da evolução do coeficiente global de transferência de calor, tanto na fase de aquecimento como na de arrefecimento, para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Analisando o processo de aquecimento verifica-se que antes e durante a mudança de fase o coeficiente global de transferência de calor diminui com o aumento da temperatura. Isto deve-se ao facto da condutibilidade térmica do material de mudança de fase diminuir com o aumento da sua temperatura, tal como se pode constatar na Tabela 4.2. Após a mudança de fase, o coeficiente global de transferência de calor começa a aumentar de forma acentuada, o que resulta de correntes de convecção natural que se formam e que contribuem para um incremento da transferência de calor.

Na fase de arrefecimento, inicialmente, o coeficiente global de transferência de calor é elevado devido ao facto de todo o material se encontrar na fase líquida o que torna os efeitos convectivos mais importantes. À medida que se aproxima o fim da mudança de fase, o coeficiente global de transferência de calor tende a estabilizar.

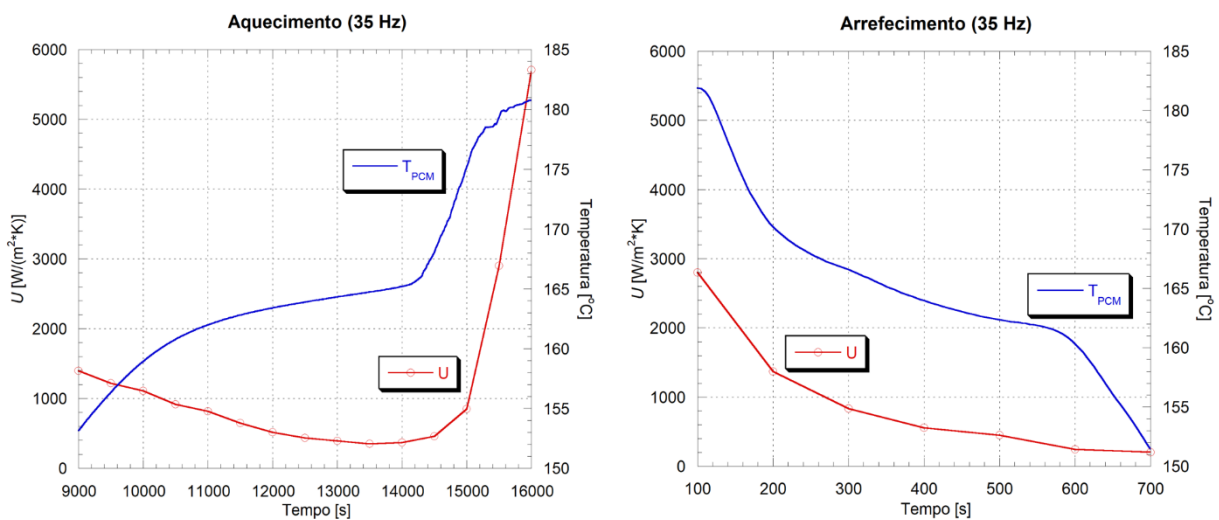


Figura 5.9: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

Os gráficos da Figura 5.10 apresentam a evolução do coeficiente global de transferência de calor, tanto na fase de aquecimento como na de arrefecimento, para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Comparando com os gráficos da Figura 5.9 (frequência de alimentação da bomba de 35 Hz) conclui-se que a alteração da frequência de alimentação da

bomba não influencia de forma significativa o comportamento e os valores do coeficiente global de transferência de calor. Salienta-se o facto de os ensaios não apresentarem exatamente a mesma duração, o que obriga a que, ao comparar gráficos, se tenha de ter em conta que, para um dado tempo de ensaio, a fase em que um processo se encontra pode variar consoante o ensaio. Por este motivo, foi adicionada a cada gráfico uma curva com a evolução da temperatura do material de mudança de fase, permitindo assim comparar com maior facilidade gráficos resultantes de diferentes ensaios.

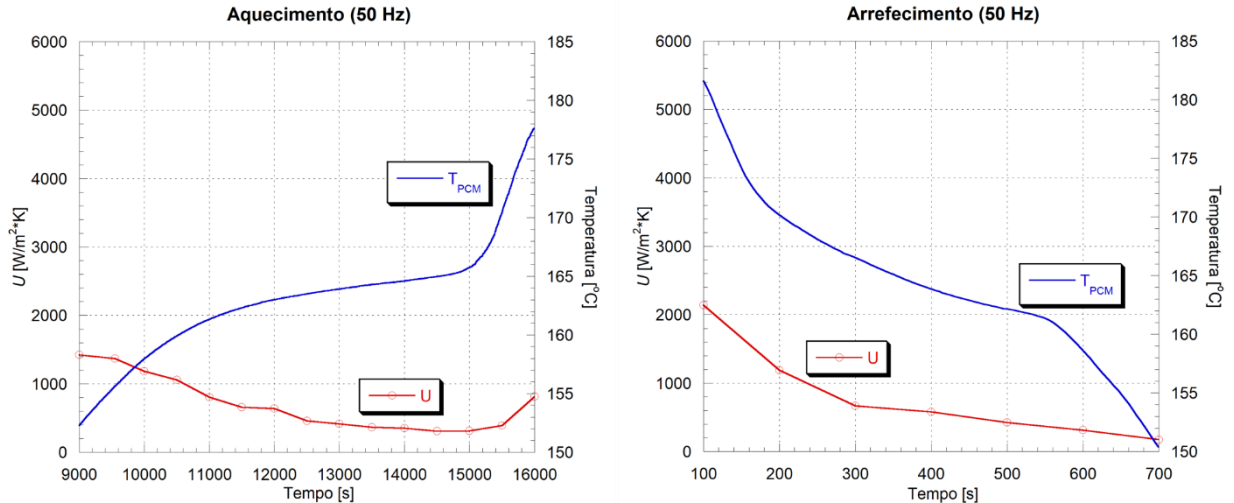


Figura 5.10: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

5.5.2.2 Coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase

Para o caso em estudo, sabe-se que o coeficiente global de transferência de calor pode ser obtido através da equação (5.10) (Incropera et al., 2011). Nesta, r_{ext} é o raio exterior da cápsula, r_{int} é o raio interior da cápsula, k é a condutibilidade térmica do material da cápsula, h_{ext} é o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido e h_{int} é o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase.

$$U = \left[\frac{r_{ext}}{r_{int}h_{int}} + \frac{r_{ext} \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k} + \frac{1}{h_{ext}} \right]^{-1} \quad (5.10)$$

Como se pretende determinar o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase, é necessário, primeiro, calcular o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido. Desta forma, e tal como apresentado no início deste capítulo, o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido pode ser obtido através da equação (5.1).

Nas Figuras 5.11 e 5.12 é possível observar a evolução coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para frequências de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 35 e 50 Hz, respetivamente. Constata-se que, para ambas as frequências, este coeficiente se mantém praticamente constante ao longo de todo o ensaio, o que obriga a que a evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase siga intimamente a evolução do coeficiente global de transferência de calor, visto que todos os outros parâmetros da equação (5.10) são constantes. Além disso, analisando os valores obtidos, confirma-se que a resistência à transferência de calor do lado exterior da cápsula é baixa.

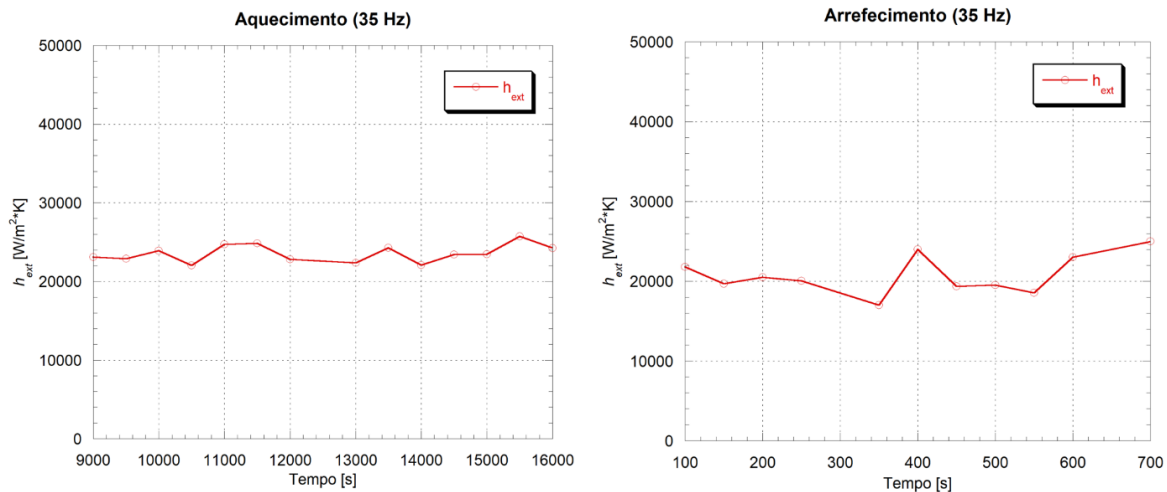


Figura 5.11: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

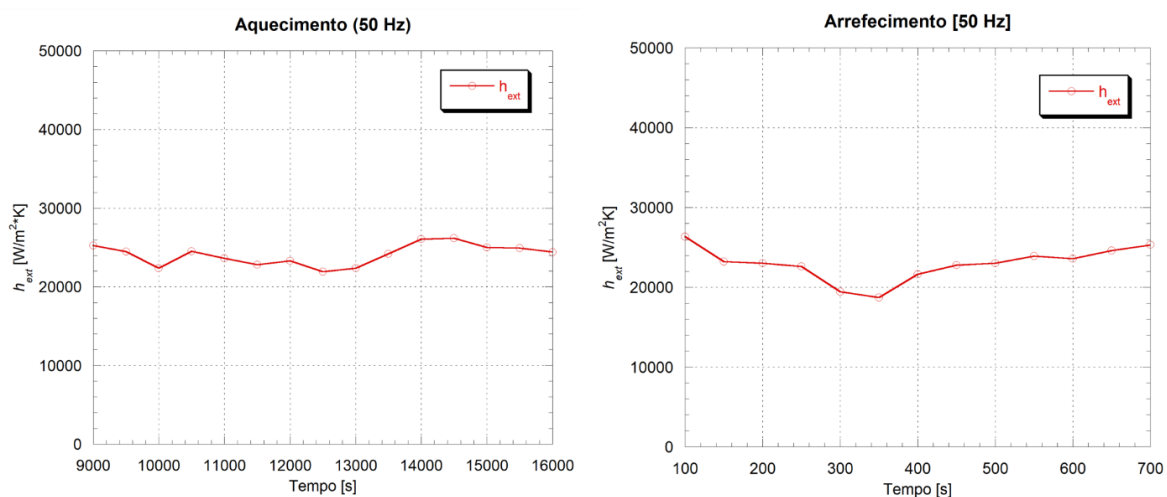


Figura 5.12: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

Dado que, na equação (5.10), a única variável desconhecida é o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase, pode-se, através desta equação, determinar este coeficiente. Assim, os gráficos das Figuras 5.13 e 5.14 apresentam a evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para frequências de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 35 e 50 Hz, respetivamente. Tal como se previa, o comportamento do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase é semelhante ao do coeficiente global de transferência de calor. Confirma-se ainda que a resistência à transferência de calor no interior da cápsula é muito mais elevada do que no seu exterior, o que explica que alterações nas condições do escoamento do termofluido não influenciem de forma significativa a evolução da temperatura do material de mudança de fase.

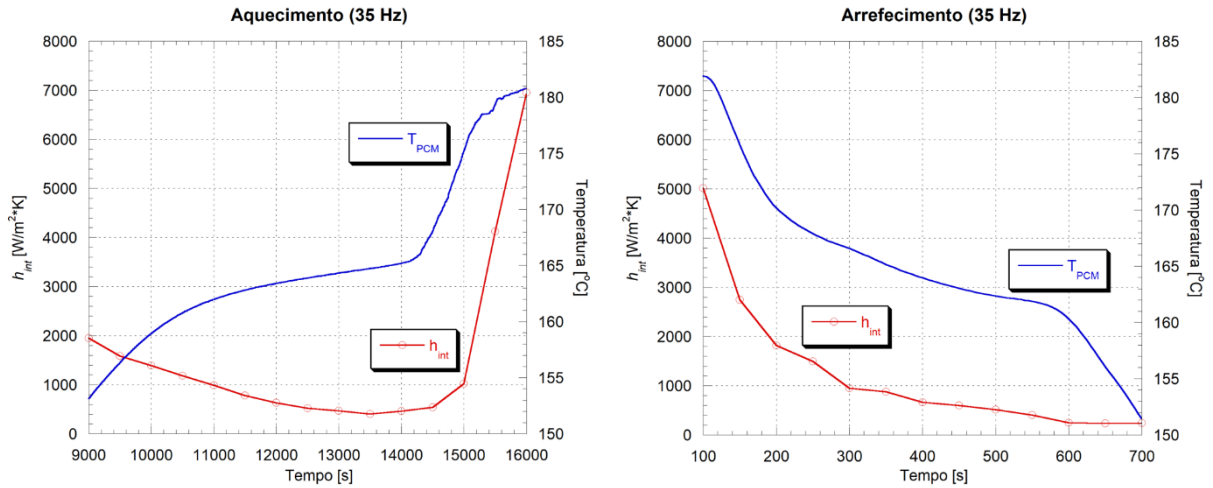


Figura 5.13: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

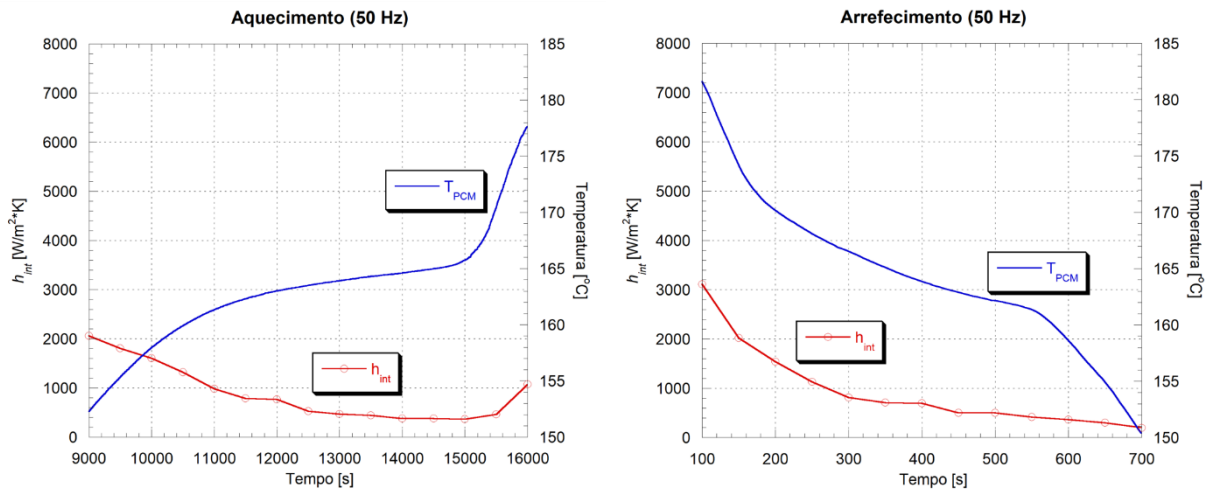


Figura 5.14: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

Trindade (2018) utilizou uma correlação para um escoamento em torno de uma placa plana para determinar o coeficiente de transferência de calor no exterior da cápsula, tendo obtido valores médios do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase na ordem dos 500 W/(m² K) para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz e de 250 W/(m² K) para uma frequência de 50 Hz. No presente trabalho obteve-se, para ambas as frequências, um valor médio do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase de cerca de 900 W/(m² K). Em princípio os resultados presentes são mais fidedignos pois são baseados em leituras da temperatura no seio do termofluido que esco exteriormente à cápsula, enquanto os resultados de Trindade (2018) estão suportados por valores do coeficiente de convecção exterior obtidos através de uma correlação que não é verdadeiramente a mais adequada à configuração em causa. Ora os valores atuais para o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase, com a cápsula na vertical, são idênticos aos obtidos por Trindade (2018) para a situação em que a cápsula que continha o material de mudança de fase estava na horizontal. Situação para a qual a existência de correlações na literatura, adequadas ao cálculo do coeficiente de transferência de calor no exterior da cápsula, era garantia de uma maior credibilidade para os resultados obtidos para o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase. Por isso pode-se dizer que o presente resultado além de complementar o trabalho de Trindade (2018), vem esclarecer

as dúvidas que então se colocaram quanto aos valores obtidos para a cápsula na posição vertical.

6 Permutador de testes com camada única de três tubos

Neste capítulo é estudado o desempenho de um permutador de testes constituído por uma camada de três tubos no interior dos quais se encontra o material de mudança de fase. Assim, ao contrário do que acontecia no capítulo anterior, em que o escoamento do termofluido era paralelo à cápsula, está-se agora perante um escoamento cruzado no interior do permutador de testes.

Inicia-se o capítulo com a apresentação do permutador de testes, a definição da instrumentação de medição implementada e respetiva localização. De seguida, mostra-se a evolução da temperatura do material de mudança de fase (PlusICE A164) em diversos pontos no interior dos três tubos durante cada ensaio. Por fim, apresenta-se a evolução dos diversos coeficientes de transferência de calor.

6.1 Permutador de testes

O permutador de testes é feito de aço ao carbono, apresenta um diâmetro interno de 159,3 mm e um diâmetro externo de 168,3 mm. Na sua constituição inclui três tubos dispostos em série, e aproximadamente perpendiculares ao escoamento, nos quais é introduzido o material de mudança de fase e em torno dos quais escoo o termofluido. Contém ainda seis tomadas de temperatura que permitem colocar termopares para monitorizar a temperatura da parede exterior dos tubos. Na Figura 6.1 pode-se observar uma representação do permutador de testes, ao passo que a Figura 6.2 apresenta um desenho 2D do permutador de testes no qual estão indicadas as dimensões dos diversos elementos que o constituem. Quando inserido na instalação experimental este encontra-se na vertical tal como representado na Figura 6.3 e o termofluido escoo de baixo para cima.

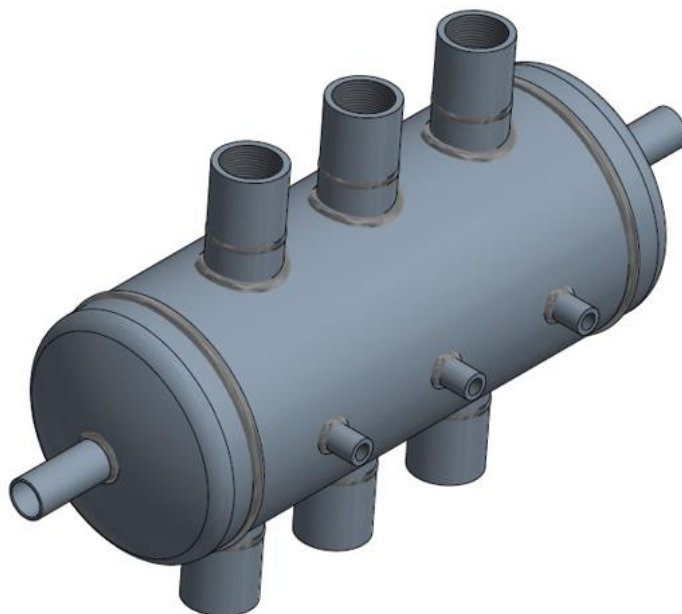


Figura 6.1: Representação do permutador de testes.

Os tubos apresentam um comprimento de 210 mm, um diâmetro externo de 48,3 mm e um diâmetro interno de 43,1 mm. Às extremidades destes encontram-se soldadas uniões fêmea-fêmea que permitem rosca tacos machos de forma a isolar o material de mudança de fase do exterior. Chama-se a atenção para o facto de os tubos apresentarem uma inclinação de aproximadamente cinco graus para facilitar o processo de substituição do material de mudança de fase. Por esta razão, os tubos que contêm o material de mudança de fase não estão rigorosamente na perpendicular relativamente ao termofluido.

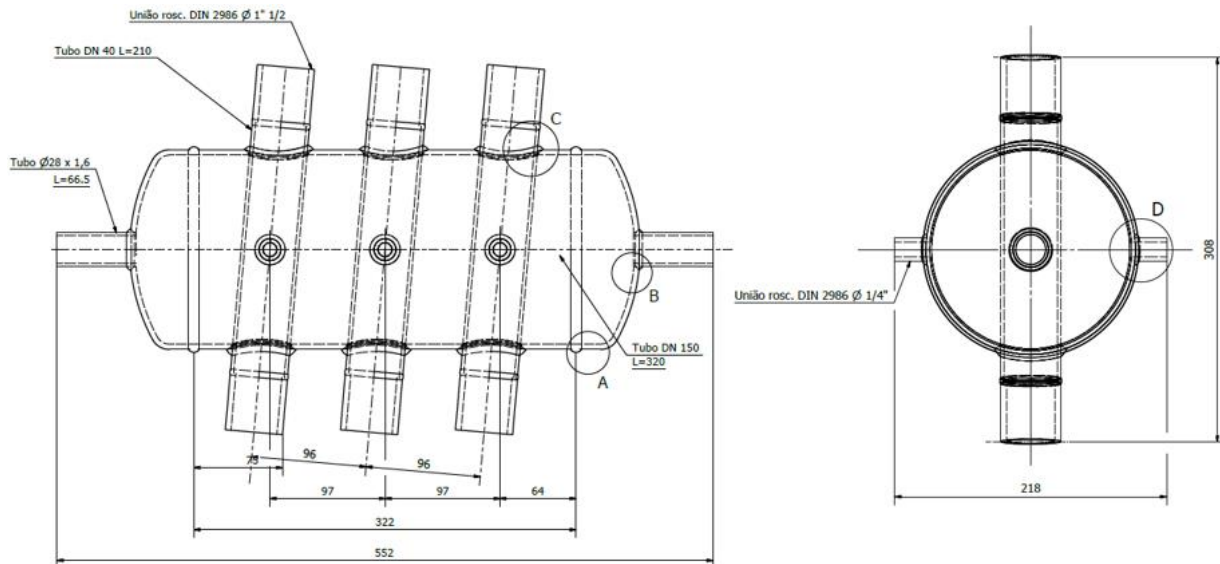


Figura 6.2: Desenho 2D do permutador de testes.

A área externa de cada tubo em contacto com o termofluido é de, aproximadamente, $0,0241 \text{ m}^2$. Tendo em conta as dimensões apresentadas na figura anterior, o volume interno total disponível para colocar material de mudança de fase no permutador de testes é de, aproximadamente, $1,348 \text{ dm}^3$.

6.2 Instrumentação de medição utilizada

De forma a possibilitar a obtenção da evolução da temperatura do material de mudança de fase durante os processos de aquecimento e arrefecimento foram colocados três termopares do tipo T no interior de cada tubo. A localização de cada termopar no interior dos tubos é representada por um círculo a vermelho na Figura 6.3. Além disso, fixou-se um termopar à parede de cada tubo (do lado do termofluido) de maneira a possibilitar a determinação do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido através da equação (5.1). As posições destes termopares encontram-se também representadas na Figura 6.3 através de retângulos azuis.

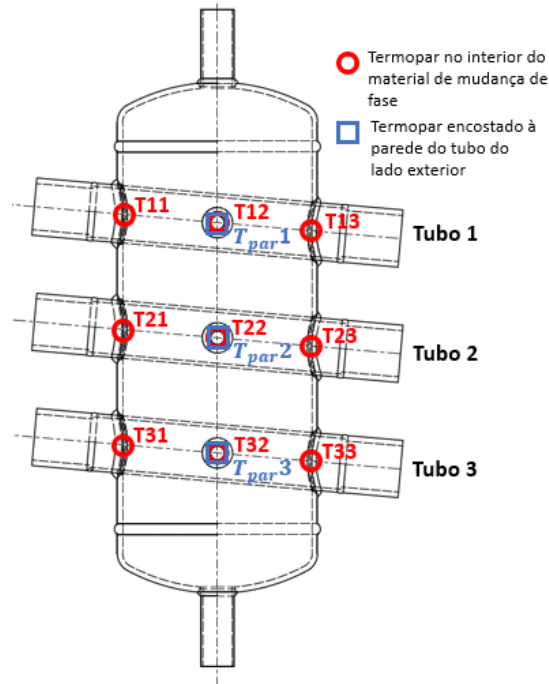


Figura 6.3: Representação do permutador de testes com indicação da disposição dos termopares no seu interior.

Tal como aconteceu no caso da cápsula disposta na vertical, também aqui foram colocadas duas tomadas de temperatura, equipadas com termopares do tipo T, à entrada e à saída do permutador de testes com o intuito de monitorizar a temperatura de entrada e de saída do termofluido. Na Figura 6.4 pode-se observar o permutador de testes e a localização das tomadas de temperatura à entrada (A) e saída (B) deste.



Figura 6.4: Permutador de testes e tomadas de temperatura: (A) entrada do permutador; (B) saída do permutador;

6.3 Massa de material de mudança de fase introduzida nos tubos

Para determinar a massa de material de mudança de fase a introduzir no permutador de testes seguiu-se o raciocínio descrito para o caso da cápsula disposta na vertical (secção 5.4), tendo-se obtido uma massa total de aproximadamente 1,8 kg. Esta massa é seis vezes maior do que a utilizada no caso da cápsula vertical e foi dividida de igual forma pelos três tubos.

A energia térmica absorvida ou libertada durante a mudança de fase por esta massa de PlusICE A164 ($h_{mf} = 290$ kJ/kg) é de 522 kJ.

6.4 Ensaios realizados

Ao longo desta secção serão apresentados e discutidos os resultados dos ensaios realizados para o caso do permutador de testes com camada única de três tubos. Foram realizados ensaios a duas frequências de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga distintas, sendo que cada um deles engloba um processo de aquecimento e um processo de arrefecimento.

Na Tabela 6.1 apresenta-se o valor médio do caudal mássico para cada um dos processos (aquecimento e arrefecimento) em cada ensaio. Comparando os valores da Tabela 6.1 com os da Tabela 5.1 conclui-se que houve um aumento do caudal mássico de termofluido em circulação relativamente ao caso da cápsula disposta na vertical. Além disso, constata-se que o caudal mássico continua a ser inferior durante o processo de arrefecimento.

Tabela 6.1: Valores médios do caudal mássico registados em cada ensaio.

Frequência [Hz]	Processo	\dot{m} [kg/s]
35	Aquecimento	0,426
	Arrefecimento	0,340
50	Aquecimento	0,600
	Arrefecimento	0,490

Com o intuito de caracterizar o regime de escoamento em torno dos tubos, apresenta-se na Tabela 6.2 o valor médio do número de Reynolds obtido para cada ensaio. Estes valores foram calculados com recurso à equação (5.3) na qual, para este caso, D representa o diâmetro externo dos tubos. Importa referir que a utilização desta equação para determinar o número de Reynolds é adequada para o caso do escoamento externo em torno de tubos. No entanto, a condição de escoamento externo pressupõe que não existem superfícies adjacentes que imponham restrições ao escoamento o que em rigor não se verifica nesta situação, pois as paredes do permutador interferem com o escoamento. Assim, trata-se de uma simplificação visto não existir uma equação totalmente adequada para o presente caso.

Tabela 6.2: Valores médios do número de Reynolds obtidos em cada ensaio.

Frequência [Hz]	Processo	Re_D
35	Aquecimento	1022
	Arrefecimento	61
50	Aquecimento	1460
	Arrefecimento	75

Dado que, para todos os casos, o número de Reynolds é muito inferior a 2×10^5 , então a camada limite permanece laminar ao longo de toda a superfície do tubo (Incropera et al., 2011).

6.4.1 Evolução da temperatura do material de mudança de fase no interior dos tubos

Apresentam-se de seguida as curvas relativas à evolução da temperatura do material de mudança de fase, ao longo do tempo de ensaio, em diferentes pontos de medição no interior dos três tubos. A localização dos pontos de medição pode ser consultada no esquema do permutador de testes representado nas Figuras 6.5 e 6.6.

No gráfico da Figura 6.5 é possível observar a evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento, nos diferentes pontos de medição, para uma frequência de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 50 Hz. Também a evolução da temperatura do óleo à entrada do permutador de testes T_{ent} está representada.

Analisando o gráfico da Figura 6.5 constata-se que o final do processo de mudança de fase não ocorre simultaneamente nos diferentes pontos de medição. É no tubo 2 que se encontram as zonas instrumentadas onde a mudança de fase termina primeiro, o que se deve ao aumento da transferência de calor verificada neste tubo resultante da sua localização no interior da esteira provocada pelo tubo 3. Além disso, no interior do tubo 2 é o termopar que se encontra a uma cota superior (T21) que deteta em primeiro lugar o final da mudança de fase. Este comportamento pode-se dever ao facto de o material que funde inicialmente junto das paredes do tubo subir para o topo deste por convecção natural e provocar um aumento da temperatura nessa zona.

De seguida, ocorre o final da mudança de fase em algumas zonas do tubo 3, o que se deve à sua localização à entrada do permutador de testes, que lhe permite contactar com termofluido a temperaturas mais elevadas do que os restantes. Por fim, no tubo 1, a mudança de fase regista-se em primeiro lugar na região do termopar T12 (zona central do permutador de testes), o que pode ser resultado de uma maior estabilidade do escoamento do termofluido nesta zona, que promove uma distribuição mais equitativa da energia transferida ao longo de toda a área de transferência de calor. Esta maior estabilidade do escoamento do termofluido na zona do tubo 3 será confirmada mais adiante aquando da análise do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido. Contudo, para que fosse possível justificar com maior detalhe a evolução da temperatura do material de mudança de fase em algumas zonas, era necessário dispor de mais instrumentação tanto do lado do termofluido como no interior dos tubos.

Dado que a alteração da frequência da bomba não muda de forma significativa a curva da evolução da temperatura do material de mudança de fase optou-se por apresentar os gráficos do ensaio a 35 Hz apenas em anexo.

A evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento nos diferentes pontos de medição, para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz, pode ser observada na Figura 6.6. Avaliando a duração do processo de arrefecimento constata-se que é bastante mais rápido que o processo de aquecimento, o que, como já se referiu anteriormente, se deve à elevada potência do permutador de calor quando comparada com a potência do aquecedor.

Ao contrário do que acontecia no caso da cápsula disposta na vertical, para este permutador a ordem pela qual os termopares refletem o fim da mudança de fase no processo de arrefecimento não é a mesma que se verificava no processo de aquecimento. A explicação para esta alteração pode estar ligada à significativa diminuição do caudal mássico de termofluido em circulação no processo de arrefecimento. Este menor caudal conduz claramente a uma redução do efeito de jato que ocorre na entrada do permutador de testes e que influencia a transferência de calor nos diferentes tubos.

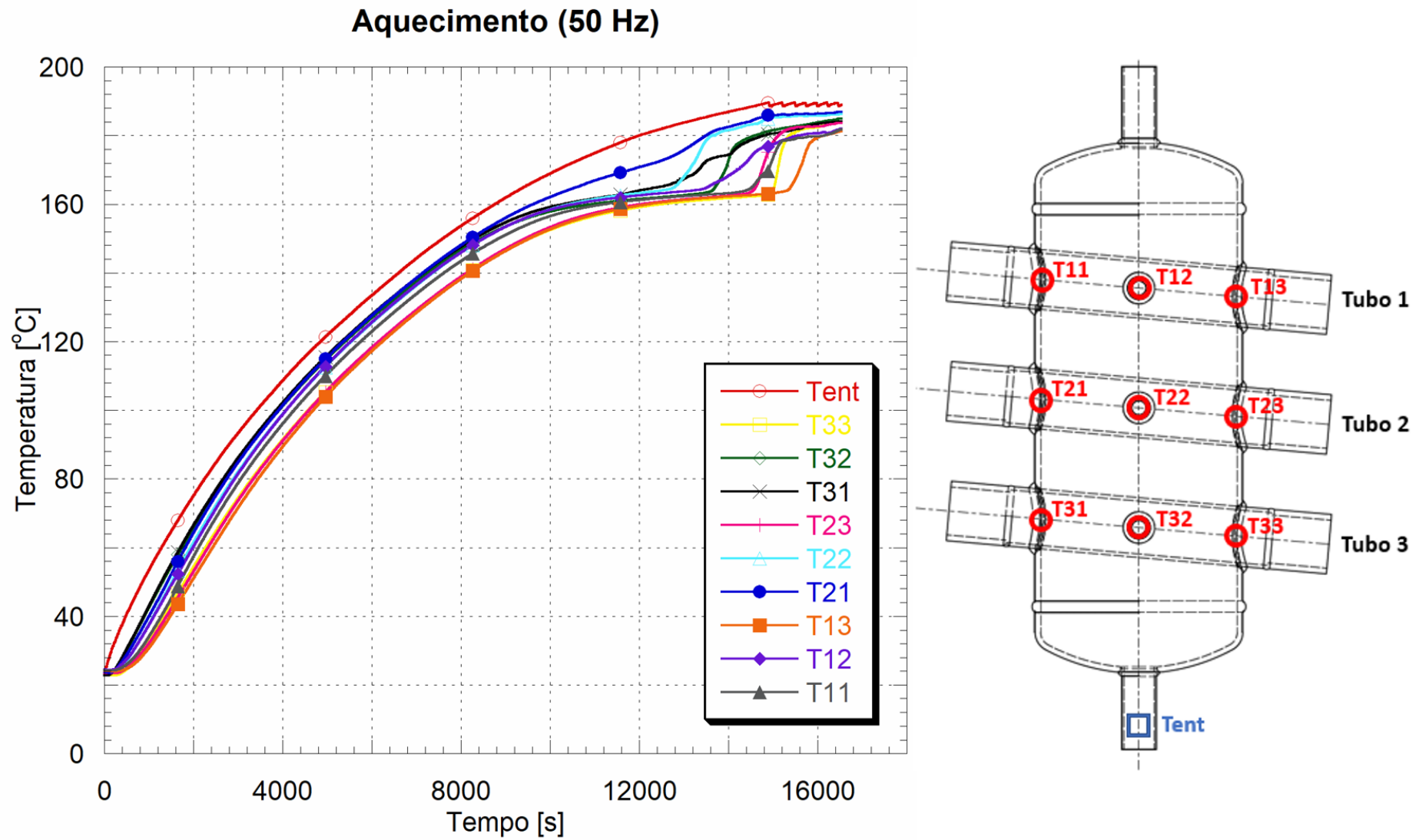


Figura 6.5: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).

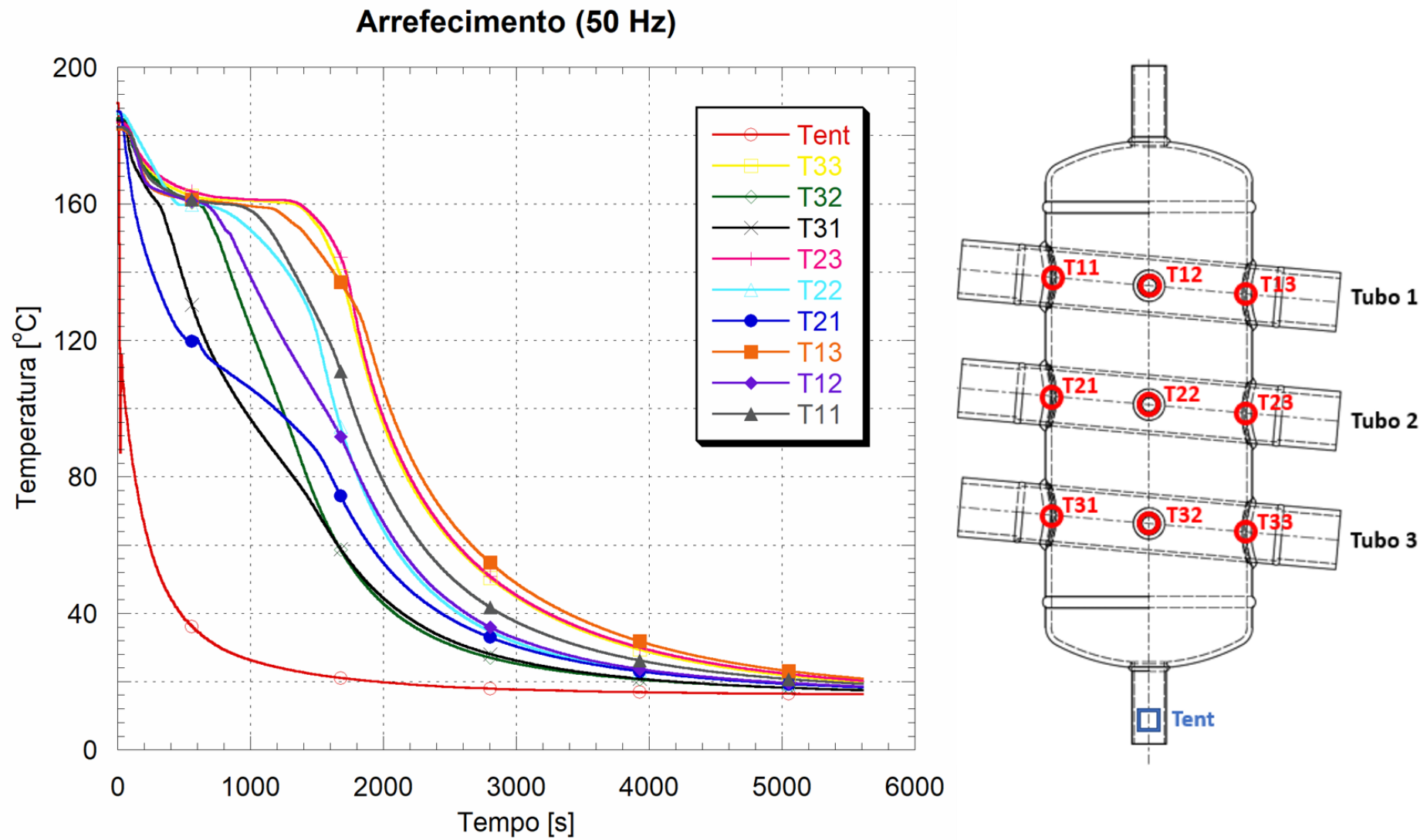


Figura 6.6: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).

6.4.2 Coeficientes de transferência de calor

Nesta secção apresenta-se a evolução do coeficiente global de transferência de calor U e do coeficiente de transferência de calor no interior do material de mudança de fase h_{int} durante cada ensaio. Além disso, calcula-se o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido h_{ext} tanto através do processo experimental, como recorrendo às correlações da literatura.

6.4.2.1 Coeficiente global de transferência de calor

Perante a instrumentação implementada não é possível determinar a fração da energia térmica cedida pelo termofluido no interior do permutador de testes que é transferida para cada um dos tubos. Assim, admite-se que essa energia se distribui de igual forma pelos três tubos. Com isto, é possível recorrer novamente à equação (5.8) para determinar o coeficiente global de transferência de calor. Importa, no entanto, salientar que este coeficiente depende da diferença de temperatura média logarítmica, cuja evolução varia com o termopar escolhido para representar a temperatura do material de mudança de fase. Optou-se assim, por determinar a evolução do coeficiente global de transferência de calor utilizando como temperatura do material, a temperatura registada pelo termopar que se encontra na zona central de cada um dos tubos. Deste modo, T_{PCM22} , por exemplo, significa que as leituras do termopar T22 foram usadas como valores de T_{PCM} no cálculo da temperatura média logarítmica.

Na Figura 6.7 apresentam-se os gráficos da evolução do coeficiente global de transferência de calor, tanto na fase de aquecimento como na de arrefecimento, para uma frequência da bomba de 50 Hz e usando as leituras do termopar T12 como valores de T_{PCM} . A escolha deste termopar está relacionada com o facto de na zona do tubo 1 o escoamento já se encontrar mais estabilizado, o que pode conduzir a resultados mais próximos daqueles que se obteriam caso existisse um comprimento de entrada no permutador de testes suficiente para que o escoamento se desenvolvesse completamente antes de interagir com os tubos. Para os restantes casos, apresenta-se na Tabela 6.3 o valor médio do coeficiente global de transferência de calor para o intervalo de tempo representado nos gráficos da Figura 6.7.

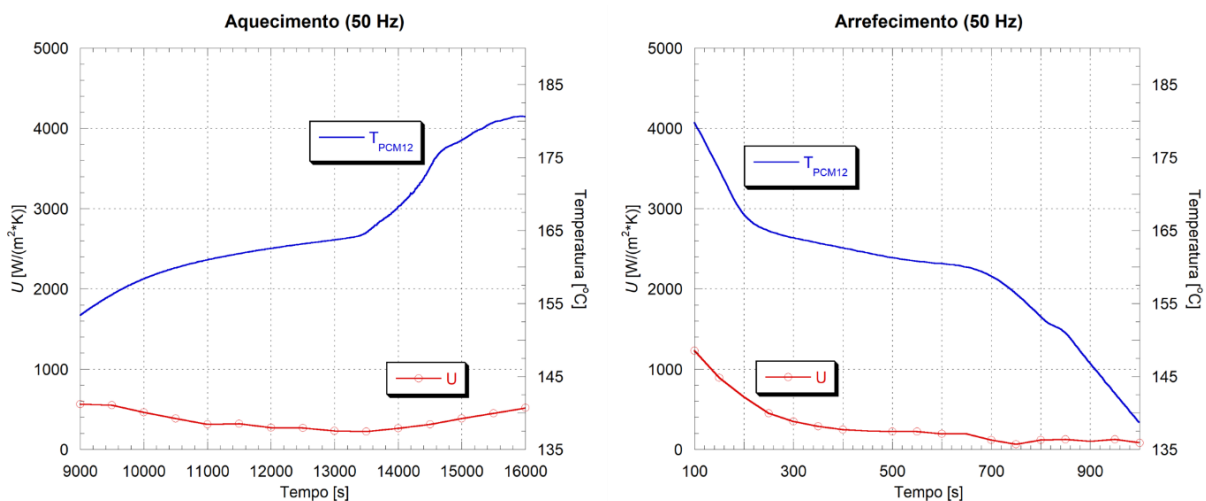


Figura 6.7: Evolução do coeficiente global de transferência de calor para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

Tabela 6.3: Valores médios do coeficiente global de transferência de calor.

Frequência de alimentação da bomba [Hz]	Processo	Termopar	Coeficiente global de transferência de calor médio [W/(m ² K)]
35	Aquecimento	T_{PCM12}	297
		T_{PCM22}	466
		T_{PCM32}	341
	Arrefecimento	T_{PCM12}	357
		T_{PCM22}	339
		T_{PCM32}	361
50	Aquecimento	T_{PCM12}	354
		T_{PCM22}	354
		T_{PCM32}	398
	Arrefecimento	T_{PCM12}	300
		T_{PCM22}	289
		T_{PCM32}	302

Analisando os gráficos da Figura 6.7 verifica-se que o comportamento do coeficiente global de transferência de calor não se alterou relativamente ao caso da cápsula disposta na vertical. Assim, no processo de aquecimento observa-se que antes e durante a mudança de fase o coeficiente global de transferência de calor diminui com o aumento da temperatura. Isto deve-se ao facto da condutibilidade térmica do material de mudança de fase diminuir com o aumento da sua temperatura, como se pode constatar na Tabela 4.2. Após a mudança de fase o coeficiente global de transferência de calor começa a aumentar, o que resulta de correntes de convecção natural que se formam e que contribuem para um incremento da transferência de calor.

Na fase de arrefecimento, inicialmente, o coeficiente global de transferência de calor é elevado devido ao facto de todo o material se encontrar na fase líquida o que torna os efeitos convectivos mais importantes. À medida que se aproxima o fim da mudança de fase, o peso da fase sólida aumenta e consequentemente o coeficiente global de transferência de calor tende a estabilizar.

6.4.2.2 Coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido

Tal como foi demonstrado no capítulo anterior, o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido pode ser obtido através da equação (5.1). Para o caso do permutador de testes constituído por uma camada de três tubos, na equação (5.1), \dot{Q} é a potência térmica transferida entre o termofluido e a parede de cada tubo por convecção, A_{ext} é a área de cada tubo em contacto com o termofluido, T_{ent} é a temperatura de entrada do termofluido no permutador de testes e T_{par} é a temperatura da parede de um dos tubos. Como a temperatura da parede dos três tubos não é a mesma num dado instante é possível determinar três evoluções para o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido em cada ensaio. Assim, por exemplo, $h_{ext,T1}$ significa que se trata do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido calculado recorrendo às leituras do termopar que está encostado à parede do tubo 1 (termopar $T_{par} 1$ na Figura 6.3).

Outra forma de determinar este coeficiente é recorrendo às correlações da literatura. Para o caso do escoamento externo em torno de um feixe de tubos (Figura 6.8), Incropera et al. (2011) apresentam a seguinte correlação:

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} = \frac{\overline{h}_{ext} D}{k} \quad (6.1)$$

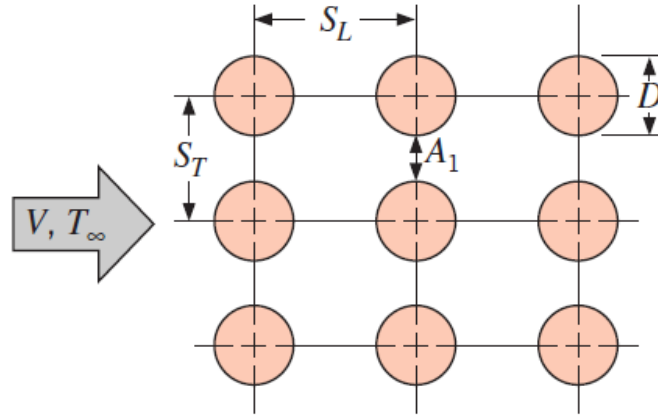


Figura 6.8: Matriz de tubos alinhados com indicação da designação das dimensões relevantes (Incropera et al., 2011).

Importa realçar que a utilização desta correlação no caso em estudo é discutível, uma vez que as paredes do permutador de testes interferem com o escoamento, ou seja, não se trata de um escoamento externo livre. No entanto, de entre as equações disponíveis na literatura, esta é a mais adequada.

Na equação (6.1), C_1 , C_2 e m são constantes que dependem da disposição dos tubos na matriz, do número de colunas de tubos e do número de Reynolds. Na Tabela 6.4 apresenta-se o valor destas constantes para o presente caso.

Tabela 6.4: Valor das constantes da equação 6.1 (Incropera et al., 2011).

C_1	C_2	m
0,021	0,86	0,84

O número de Reynolds, $Re_{D,max}$, é calculado com base na velocidade máxima do fluido no interior da matriz. Assim, para o caso de uma matriz de tubos alinhados, esta velocidade é dada pela equação (6.2). Nesta, S_T é a distância entre duas camadas de tubos, D é o diâmetro exterior dos tubos e V é a velocidade do termofluido no interior do permutador de testes antes de interagir com o tubo 3 (ver Figura 6.8). Como o permutador de testes em estudo apresenta uma única camada de tubos, optou-se por impor S_T igual à distância entre a parede exterior dos tubos e a parede interior do permutador de testes.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \quad (6.2)$$

Por fim, falta referir que na equação (6.1), Pr representa o número de Prandtl e k a condutibilidade térmica do termofluido. Todas as propriedades ou parâmetros, com exceção de Pr_s , foram determinadas à média aritmética das temperaturas de entrada e de saída do permutador de testes. Pr_s foi calculado à temperatura da parede de cada um dos tubos. Assim, mais uma vez, dependendo do tubo a que se recorre para calcular Pr_s obtém-se um número de Nusselt diferente e, por consequência, um coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido também diferente. Desta forma, por exemplo, $h_{ext,CT1}$ significa que se trata do

coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido obtido através da equação (6.1) e recorrendo às leituras do termopar que está encostado à parede do tubo 1 (termopar T_{par1} na Figura 6.3).

Na Figura 6.9 é possível observar a evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 50 Hz. Constata-se que, ao determinar o coeficiente com recurso à equação (5.1) (experimental), este sofre oscilações significativas resultantes da grande instabilidade do escoamento (curva a amarelo e curva a verde). Por outro lado, quando se recorre à correlação (equação (6.1)), o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido é muito mais consistente, o que se deve ao facto desta equação não ter em conta a grande instabilidade do escoamento de termofluido no interior do permutador de testes, pois foi deduzida para o caso de um escoamento externo livre.

A irregularidade do escoamento é inerente à configuração do permutador de testes utilizado e deve ser eliminada em posteriores trabalhos com recurso a um aumento do comprimento de entrada do permutador ou à introdução de um elemento estabilizador de escoamento.

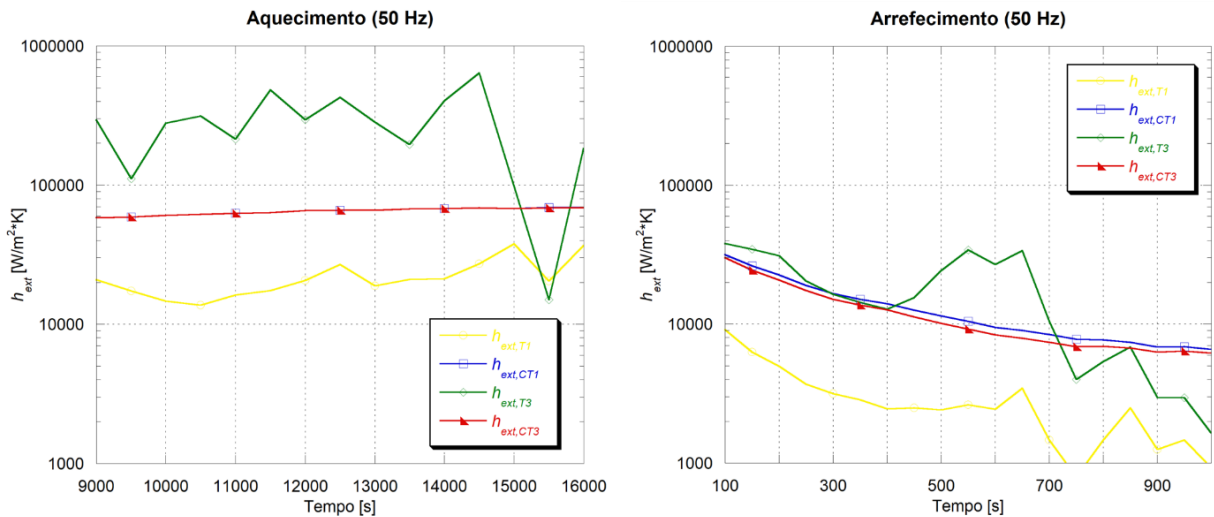


Figura 6.9: Evolução do coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

6.4.2.3 Coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase

Visto que já se determinou tanto o coeficiente global de transferência de calor como o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido, é agora possível recorrer à equação (5.10) para calcular o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase. Na Figura 6.10 apresentam-se os gráficos da evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase, tanto na fase de aquecimento como na de arrefecimento, para uma frequência da bomba de 50 Hz.

Analisando os gráficos percebe-se que o comportamento do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase se mantém independentemente da forma de cálculo utilizada para o coeficiente de transferência de calor do lado do termofluido. Isto deve-se ao facto da resistência à transferência de calor no interior dos tubos ser muito mais elevada do que no seu exterior. Verifica-se ainda que a evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase não se alterou relativamente ao caso da cápsula disposta na vertical.

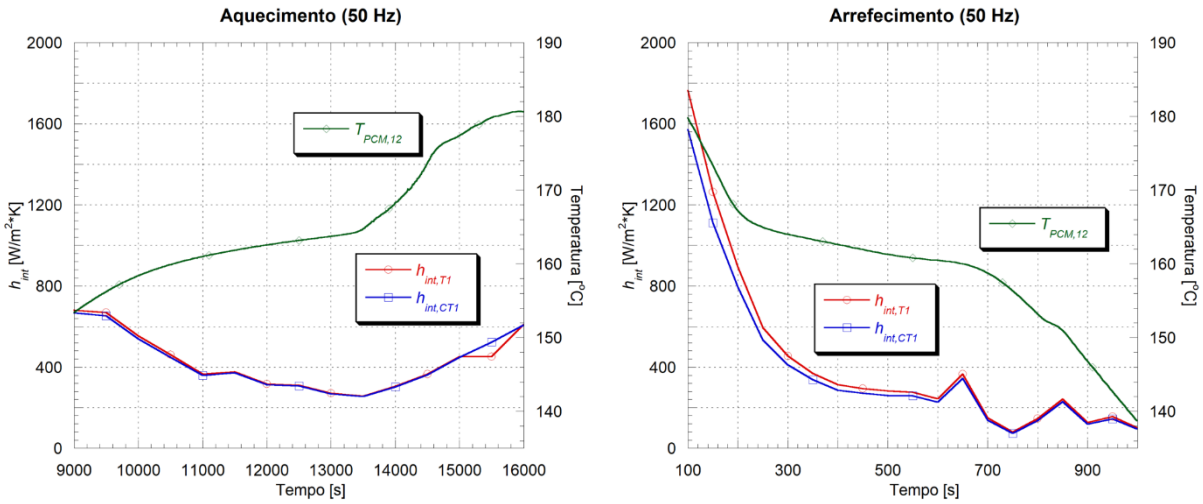


Figura 6.10: Evolução do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase para uma frequência de alimentação da bomba de 50 Hz. Gráfico da esquerda: processo de aquecimento; Gráfico da direita: processo de arrefecimento;

Na Tabela 6.5 apresentam-se os valores médios dos diferentes coeficientes de transferência de calor obtidos para todos os ensaios.

Tabela 6.5: Valores médios dos diferentes coeficientes de transferência de calor.

Frequência de alimentação da bomba [Hz]	Processo	Tubo	\bar{U} [W/(m ² K)]	\bar{h}_{ext} [W/(m ² K)]		\bar{h}_{int} [W/(m ² K)]	
				Correlação	Experimental	Correlação	Experimental
35	Aquecimento	1	297	48528	9332	342	353
		2	466	48570	117449	550	546
		3	341	48576	377771	399	394
	Arrefecimento	1	357	10484	2867	432	480
		2	339	9601	15395	411	411
		3	361	9502	21417	440	434
50	Aquecimento	1	354	65204	24256	406	412
		2	354	65228	193878	406	406
		3	398	65229	226227	464	458
	Arrefecimento	1	300	12847	2777	359	397
		2	289	11755	14576	345	345
		3	302	11686	17466	361	359

7 Conclusões

Recorrendo à instalação experimental existente no Laboratório de Combustão do INEGI foram estudadas duas unidades de armazenamento de calor latente, nas quais o material de mudança de fase (PlusICE A164) se encontra encapsulado. Numa das unidades, o escoamento vertical do termofluido é paralelo a uma cápsula que se encontra disposta na vertical e que contém o material de mudança de fase. Na outra, que é composta por uma camada de três tubos que fazem um ângulo de aproximadamente 5° com a horizontal, e dentro dos quais está o material de mudança de fase, o escoamento do termofluido é praticamente perpendicular aos tubos.

Durante cada ensaio, que engloba os processos de carga e descarga de energia, registou-se a evolução da temperatura do material de mudança de fase em diferentes pontos no interior dos reservatórios tubulares. Além disso, mediu-se tanto a temperatura do fluido de transferência de calor junto à parede dos reservatórios como à entrada e à saída da unidade. A partir destas medições e sabendo o caudal mássico de termofluido em circulação foram determinados os diversos coeficientes de transferência de calor.

Verificou-se para ambas as unidades que a taxa a que ocorrem os processos de carga e descarga de energia não depende de forma significativa do caudal de fluido de transferência de calor que escoar em torno da cápsula ou dos tubos, o que se deve ao facto da resistência térmica ser muito mais elevada no seu interior do que no exterior.

Além disso, constatou-se que as correntes de convecção natural exercem um papel muito importante no processo de carga de energia, visto que após a fusão do material o coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase aumenta de forma significativa.

O valor médio do coeficiente global de transferência de calor no caso da unidade com uma cápsula disposta na vertical é de $800 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$, enquanto que para a unidade com uma camada de três tubos é de $350 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$. Já o valor médio do coeficiente de transferência de calor no material de mudança de fase é de $900 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ no caso da unidade com uma cápsula disposta na vertical e de $415 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ para a unidade com uma camada de três tubos. Esta menor resistência térmica apresentada pela unidade com uma cápsula disposta na vertical deve-se ao facto desta configuração favorecer a convecção natural. Assim, conclui-se que uma maior inclinação das cápsulas favorece a taxa a que ocorrem os processos de carga e descarga de energia.

8 Trabalhos Futuros

Para a unidade de armazenamento de calor latente com uma camada de três tubos é fundamental em trabalhos futuros implementar instrumentação que permita determinar a fração da energia térmica cedida pelo fluido de transferência de calor no interior da unidade, que é transferida para cada um dos tubos. Além disso, será importante calcular os coeficientes de transferência de calor para outros materiais de mudança de fase e verificar o efeito da degradação sofrida por estes, após um número elevado de ciclos, no coeficiente global de transferência de calor.

Para que seja possível avaliar com maior exatidão a evolução da temperatura do material de mudança de fase no interior dos reservatórios será necessário colocar no seu interior termopares dispostos numa malha apertada que cubra todo o volume. Contudo deve ser tido em consideração que um número elevado de termopares irá alterar a capacidade térmica do conjunto formado pela cápsula e pelo material de mudança de fase nela contido, o que eventualmente poderá interferir com a evolução temporal das temperaturas a serem medidas.

O recurso a partículas de elevada condutibilidade térmica dispersas no material de mudança de fase e a introdução de alhetas no interior dos reservatórios tubulares são técnicas que podem ser testadas nestas unidades, com o intuito de reduzir a resistência térmica do lado do material de mudança de fase.

Existindo a possibilidade de conceber uma nova unidade esta deve apresentar um maior comprimento de entrada ou então possuir na entrada do termofluido um elemento estabilizador do escoamento que permita que o escoamento quando entra em contacto com os tubos, ou cápsulas que contenham o material de mudança de fase, já se encontre estabilizado, quer em termos fluidodinâmicos, quer em termos térmicos. Outra alteração vantajosa seria o aumento da inclinação dos tubos de forma a promover a convecção natural no seio do material de mudança de fase contido no seu interior, e dessa forma aumentar a taxa a que ocorrem os processos de carga e descarga de energia.

Referências

- Akgün, M., Aydin, O. e Kaygusuz, K. 2007. Experimental study on melting/solidification characteristics of a paraffin as PCM. *Energy Conversion and Management* 48: 669–78.
- Al-Abidi, A., Mat, S.B., Sopian, K., Sulaiman, M.Y., Lim, C.H. e Abdulrahman, T. 2012. Review of thermal energy storage for air conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 5802–19.
- Arkar, C. e Medved, S. 2005. Influence of accuracy of thermal property data of a phase change material on the result of a numerical model of a packed bed latent heat storage with spheres. *Thermochimica Acta* 438: 192–201.
- Bayón, R. e Rojas, E. 2017. Feasibility study of D-mannitol as phase change material for thermal storage. *AIMS Energy* 5: 404–24.
- Benli, H. 2011. Energetic performance analysis of a ground-source heat pump system with latent heat storage for a greenhouse heating. *Energy Conversion and Management* 52: 581–89.
- Coelho, P. 2017. Experimentação e Análise de Incertezas. FEUP, Porto, Portugal.
- Coleman, H. e Steele, W. 2009. *Experimentation, Validation and Uncertainty Analysis for Engineers*. Wiley. Hoboken, NJ, USA.
- Denholm, P. e Mehos, M. 2011. Enabling Greater Penetration of Solar Power via the Use of CSP with Thermal Energy Storage. NREL technical report NREL/TP-6A20-52978
- Esen, M. 2000. Thermal performance of a solar-aided latent heat store used for space heating by heat pump. *Solar Energy* 69: 15–25.
- Esteves, L. 2016. Testes a Dois Materiais de Mudança de Fase para Armazenamento de Energia Térmica. Dissertação do MIEM, DEMEC, FEUP. Porto, Portugal.
- Figueiró, T. 2018. Comunicação pessoal.
- Fleischer, A.S. 2015. *Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials Fundamentals and Applications*. Springer. Minneapolis, MN, USA.
- Gasia, J., Martin, M., Solé, A., Barreneche, C. e Cabeza, L. 2017. Phase Change Material Selection for Thermal Processes Working under Partial Load Operating Conditions in the Temperature Range between 120 and 200 °C. *Applied Sciences*: 722.
- Gil, A., Medrano, M., Martorell, I., Lázaro, A., Dolado, P., Zalba, B. e Cabeza, L. 2010. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1- Concepts, materials and modellization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14: 31–55.
- Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. e Lavine, A.S. 2011. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons. USA.
- INEGI. 2011. A Instituição [Online]. Disponível em: <https://doi.org/http://www.inegi.pt/instituicao.asp?idm=1&idsubm=5&LN=> [Acedido em Junho de 2018].

- Khan, Z., Khan, Z. e Ghafoor, A. 2016. A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility. *Energy Conversion and Management* 115: 132–58.
- Li, Y.Q., He, Y.L., Song, H.J., Xu, C. e Wang, W.W. 2013. Numerical analysis and parameters optimization of shell-and-tube heat storage unit using three phase change materials. *Renewable Energy* 59: 92–99.
- Munson, B.R., Yong, D.F. e Okiishi, T.H. 2004. *Fundamentos da mecânica dos fluidos*. Tradução da 4ª Edição Americana: Editora Edgar Blucher.
- Narasimhan, N., Bharath, R., Ramji, S., Tarun, M. e Arumugam, A. 2014. Numerical studies on the performance enhancement of an encapsulated thermal storage unit. *International Journal of Thermal Sciences* 84: 184–95.
- Nithyanandam, K. e Pitchumani, R. 2014. Cost and performance analysis of concentrating solar power systems with integrated latent thermal energy storage. *Energy* 64: 793–810.
- Oliveira, A. 2017. Sistemas solares de micro-cogeração. FEUP, Porto, Portugal.
- Öztürk, H.H. 2005. Experimental evaluation of energy and exergy efficiency of a seasonal latent heat storage system for greenhouse heating. *Energy Conversion and Management* 46: 1523–42.
- Pinho, C. 2017. Sebenta de Gestão de Energia Térmica. FEUP, Porto, Portugal.
- Robak, C.W., Bergman, T.L. e Faghri, A. 2011. Economic evaluation of latent heat thermal energy storage using embedded thermosyphons for concentrating solar power applications. *Solar Energy* 85: 2461–73.
- Rodríguez-García, M.M., Bayón, R. e Rojas, R. 2016. Stability of D-mannitol upon melting/freezing cycles under controlled inert atmosphere. *Energ Procedia* 91: 218–225.
- Sioshansi, R. e Denholm, P. 2010. The value of concentrating solar power and thermal energy storage. *Nrel-Tp-6a2-45833* 1: 173–83.
- Solé, C., Medrano, M., Castell, A., Nogués, M. e Cabeza, L. 2007. Energetic and exergetic analysis of a domestic water tank with phase change material. *International journal of energy research* 31: 135–47.
- Trhlikova, L., Zmeskal, O., Prikryl, R. e Florian, P. 2015. Thermal Properties of Mannitol Derivative. *Advanced Materials Research* 1126: 181–86.
- Trindade, J. 2018. Projeto , construção e teste de um módulo de acumulação de energia térmica usando material de mudança de fase. Dissertação do MIEM, DEMEC, FEUP. Porto, Portugal.
- Zhang, Y.W. e Faghri, A. 1996. Heat transfer enhancement in latent heat thermal energy storage system by using the internally finned tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39 : 3165–73.

ANEXO A: Características da bomba centrífuga

Na Figura A.1 apresenta-se a informação complementar relativa à bomba centrífuga utilizada na instalação experimental.

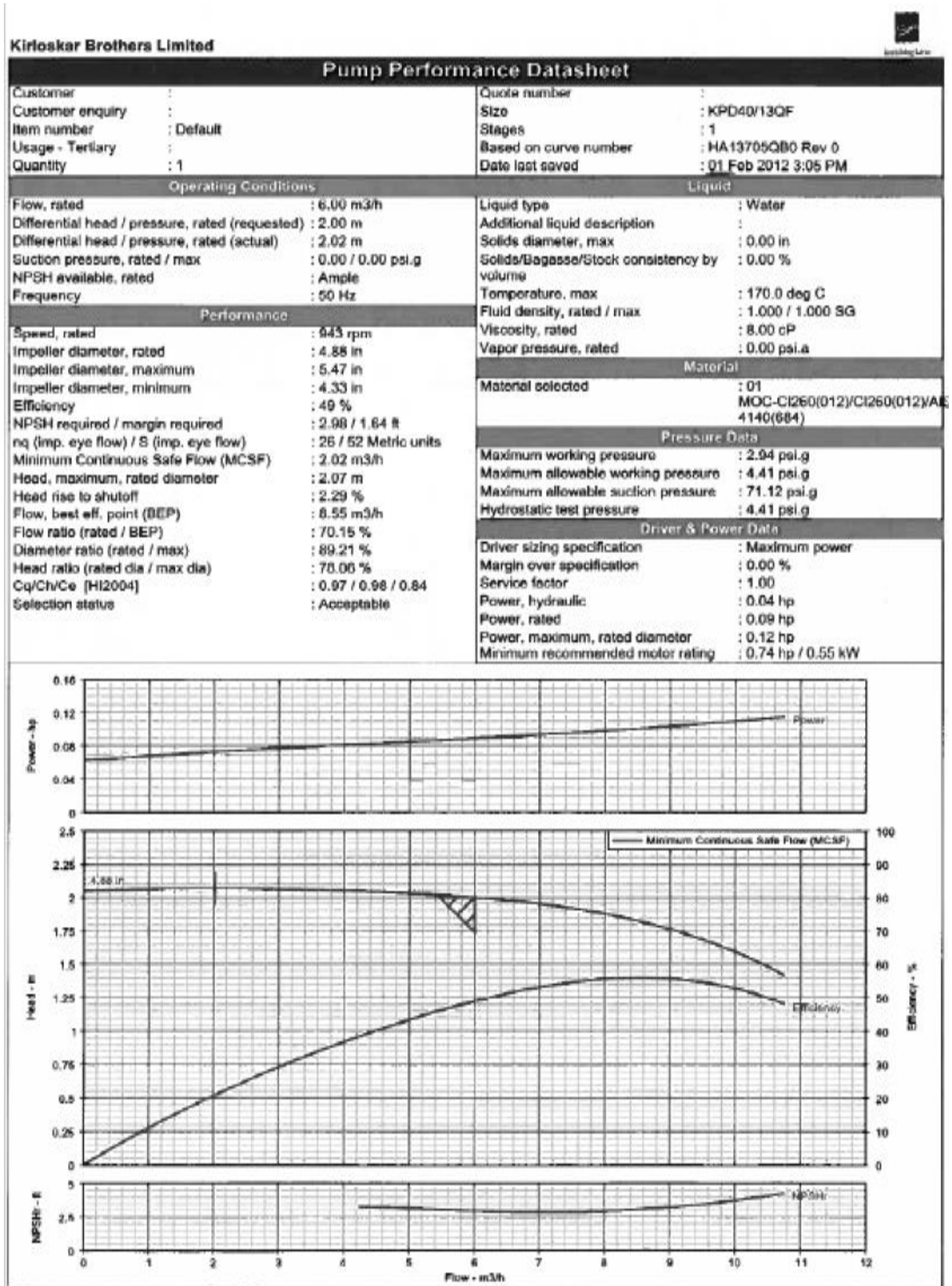


Figura A. 1: Ficha da bomba centrífuga.

ANEXO B: Propriedades do termofluido

Na Tabela B.1 apresentam-se as propriedades do Therminol 66 em função da temperatura.

Tabela B. 1: Propriedades do termofluido Therminol 66 em função da temperatura (Trindade, 2018)

Temperatura [°C]	Massa volúmica [kg/m ³]	Condutibilidade Térmica [W/(mK)]	Calor Específico [kJ/(kgK)]	Viscosidade		Pressão de Vapor (abs.) [kPa]
				Dinâmica [mPa.s]	Cinemática [mm ² /s]	
0	1021,5	0,118	1,495	1324,87	1297,01	-
10	1014,9	0,118	1,529	344,26	339,2	-
20	1008,4	0,118	1,562	123,47	122,45	-
30	1001,8	0,117	1,596	55,6	55,51	-
40	995,2	0,117	1,63	29,5	29,64	-
50	988,6	0,116	1,665	17,64	17,84	-
60	981,9	0,116	1,699	11,53	11,74	-
70	975,2	0,115	1,733	8,06	8,26	0,01
80	968,5	0,115	1,768	5,93	6,12	0,02
90	961,8	0,114	1,803	4,55	4,73	0,03
100	955	0,114	1,837	3,6	3,77	0,05
110	948,2	0,113	1,873	2,92	3,08	0,08
120	941,4	0,112	1,908	2,42	2,58	0,12
130	934,5	0,111	1,943	2,05	2,19	0,18
140	927,6	0,111	1,978	1,75	1,89	0,27
150	920,6	0,11	2,014	1,52	1,65	0,4
160	913,6	0,109	2,05	1,34	1,46	0,58
170	906,6	0,108	2,086	1,18	1,3	0,83
180	899,5	0,107	2,122	1,06	1,17	1,17
190	892,3	0,107	2,158	0,95	1,06	1,62
200	885,1	0,106	2,195	0,86	0,97	2,23
210	877,8	0,105	2,231	0,78	0,89	3,02
220	870,4	0,104	2,268	0,72	0,82	4,06
230	863	0,103	2,305	0,66	0,77	5,39
240	855,5	0,102	2,342	0,61	0,71	7,1
250	847,9	0,1	2,379	0,57	0,67	9,25
260	840,3	0,099	2,417	0,53	0,63	11,95
270	832,5	0,098	2,455	0,49	0,59	15,31
280	824,6	0,097	2,492	0,46	0,56	19,46
290	816,6	0,096	2,531	0,44	0,54	24,55
300	808,5	0,095	2,569	0,41	0,51	30,73
310	800,3	0,093	2,608	0,39	0,49	38,22
320	792	0,092	2,647	0,37	0,47	47,2
330	783,5	0,091	2,686	0,35	0,45	57,94
340	774,8	0,089	2,726	0,34	0,43	70,68
350	765,9	0,088	2,766	0,32	0,42	85,74
360	756,9	0,086	2,806	0,31	0,41	103,42
370	747,7	0,085	2,847	0,3	0,39	124,09
380	738,2	0,084	2,889	0,28	0,38	148,13

As equações (B.1) a (B.5) permitem determinar as propriedades do termofluido a uma dada temperatura.

Massa volúmica [kg/m³]:

$$\rho = -0,614254 \times T(^{\circ}\text{C}) - 0,000321 \times T^2(^{\circ}\text{C}) + 1020,62 \quad (\text{B.1})$$

Calor específico [kJ/(kgK)]:

$$c = 0,003313 \times T(^{\circ}\text{C}) + 0,0000008970785 \times T^2(^{\circ}\text{C}) + 1,496005 \quad (\text{B.2})$$

Condutibilidade térmica [W/(mK)]:

$$k = -0,000033 \times T(^{\circ}\text{C}) - 0,00000015 \times T^2(^{\circ}\text{C}) + 0,118294 \quad (\text{B.3})$$

Viscosidade cinemática [mm²/s]:

$$v = e^{\left(\frac{586,375}{T(^{\circ}\text{C})+62,5} - 2,2809\right)} \quad (\text{B.4})$$

Pressão de vapor [kPa]:

$$P_v = e^{\left(\frac{-9094,51}{T(^{\circ}\text{C})+340} + 17,6371\right)} \quad (\text{B.5})$$

Todas as equações acima apresentadas foram fornecidas pelo fabricante do termofluido.

ANEXO C: Programa de aquisição de dados

Na Figura C.1 apresenta-se uma das folhas de trabalho criadas no programa DASyLab, que permite registar as variáveis pretendidas e realizar um pré-tratamento dos dados obtidos. Além disso, este programa possibilita o acompanhamento em tempo real da evolução das diversas variáveis que estão a ser registadas tal como se pode observar na Figura C.2.

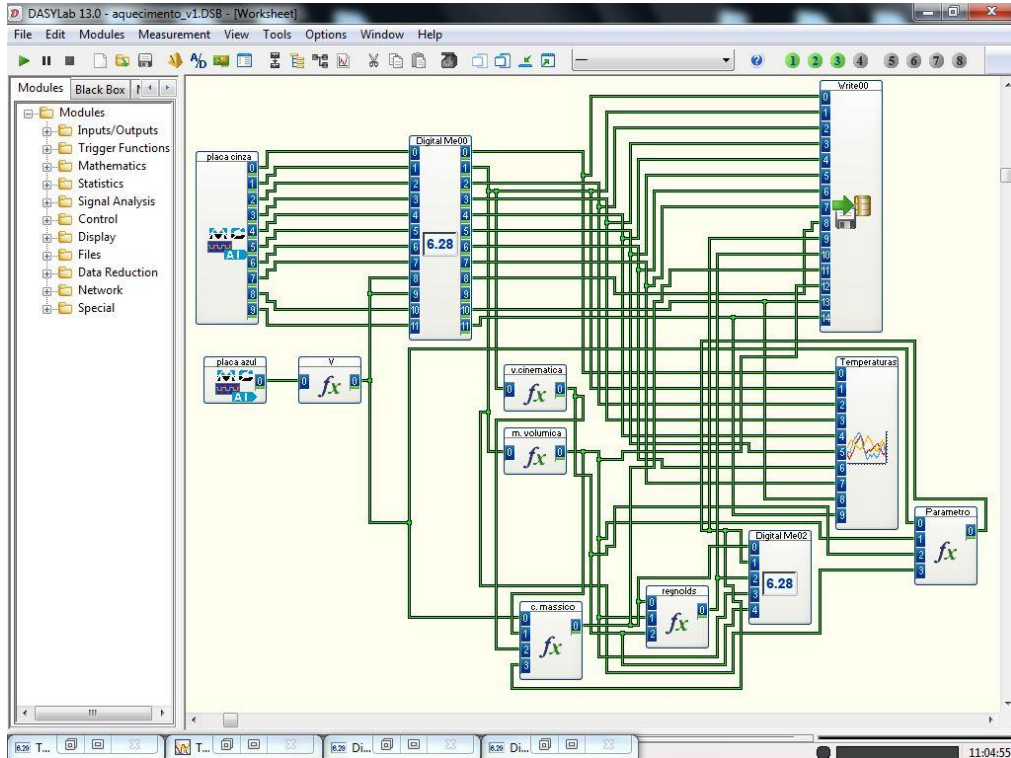


Figura C. 1: Imagem da folha de trabalho desenvolvida no programa DASyLab para o processo de aquecimento.

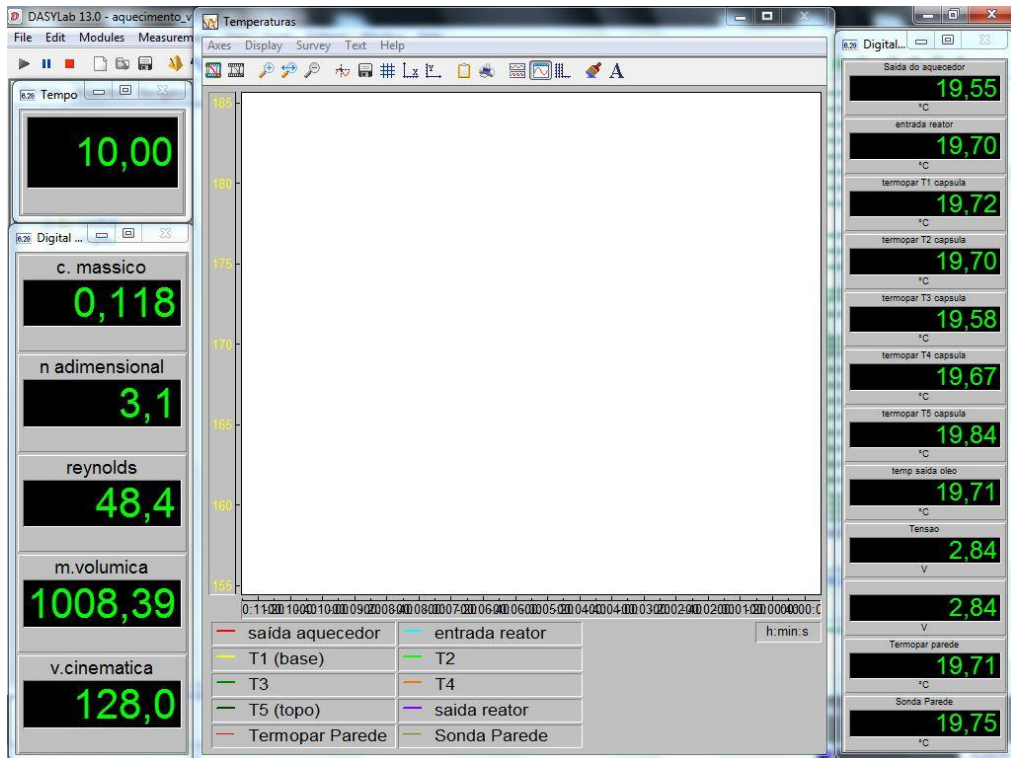


Figura C. 2: Imagem do programa DASyLab no início do processo de aquecimento

ANEXO D: Características e calibração da placa orifício

Na Figura D.1 apresenta-se o desenho da placa orifício utilizada na instalação experimental.

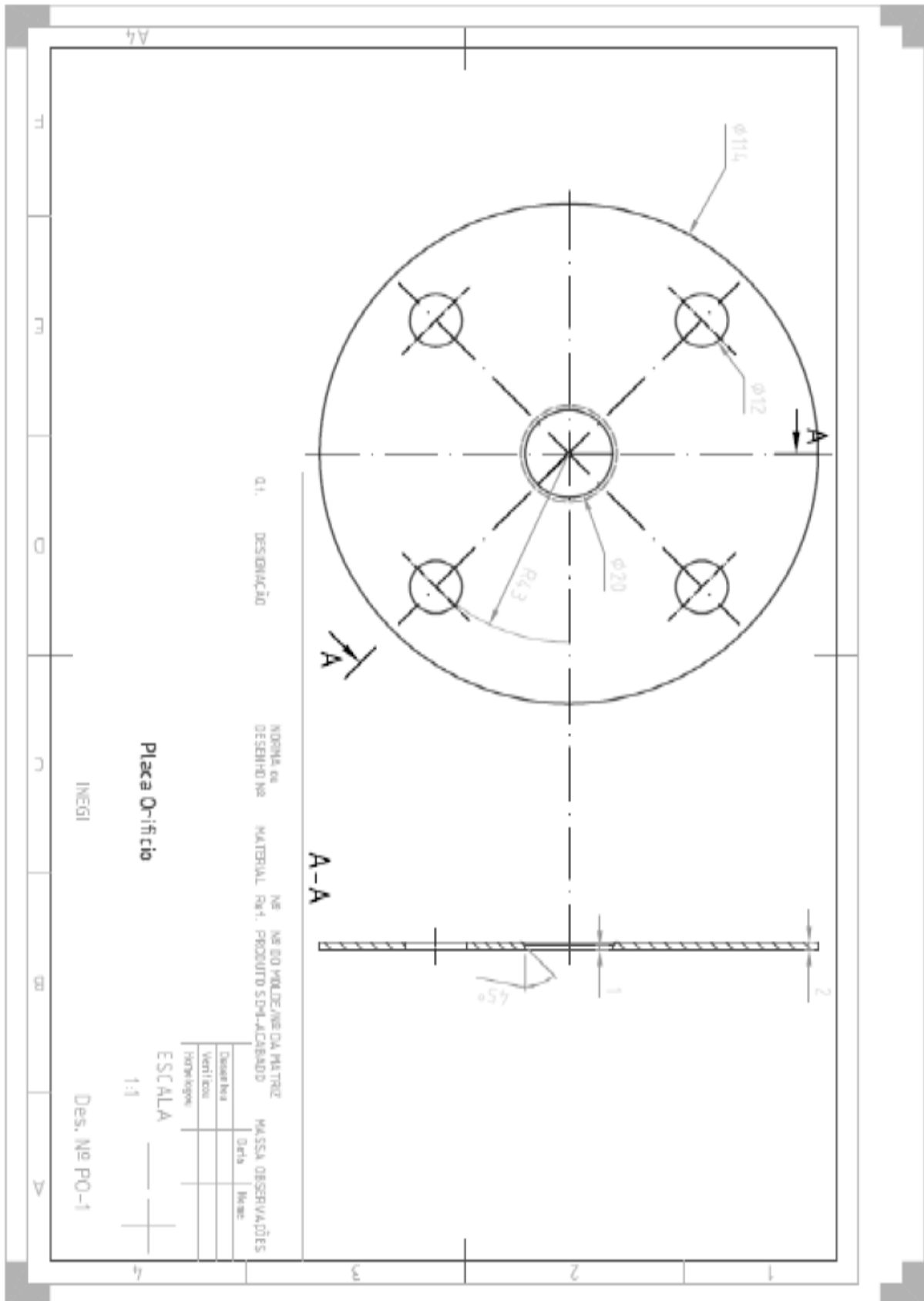


Figura D. 1: Desenho de construção da placa orifício (Esteves, 2016).

A equação (D.1) permite relacionar o caudal mássico de termofluido em circulação com a queda de pressão, a razão de diâmetros e o coeficiente de descarga da placa orifício. Nesta equação, F_{et} é o fator de expansão térmico e F_{eg} o fator de expansão do gás (Coelho, 2017).

$$\dot{m} = C_d F_{et} F_{eg} \frac{\sqrt{2}\pi D^2}{4} \frac{\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{\Delta P \rho} \quad (D.1)$$

Para a placa orifício utilizada na instalação a razão entre o diâmetro do orifício e o diâmetro interno da tubagem é de 0,833 e o diâmetro interno da tubagem é de 0,024 m.

O processo de calibração da placa orifício passa por simular várias situações de utilização normal da instalação e, simultaneamente, observar a tensão obtida (proporcional à queda de pressão), correlacionando-a com a massa de termofluido escoada através da placa orifício, num determinado intervalo de tempo. Assim, a utilização de uma derivação em circuito aberto, paralela ao circuito principal, onde seja possível extrair para pesagem o fluido que atravessa a placa orifício durante um dado período de tempo apresenta-se como a melhor solução.

Durante a calibração da placa orifício deve ainda ser registada a temperatura do termofluido, visto que influencia tanto a sua massa volúmica como a sua viscosidade.

Desta forma, é necessário encontrar um parâmetro que, simultaneamente, contabilize o caudal em circulação e a influência da temperatura sobre a massa volúmica e a viscosidade do fluido. Este parâmetro será o número de Reynolds que é definido através da equação (D.2).

$$Re_D = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D} \quad (D.2)$$

Voltando à equação (D.1), o fator de expansão do gás assume o valor um, dado que o termofluido pode ser considerado incompressível. Além disso, como o material do elemento medidor é alumínio e o da tubagem é aço, o fator de expansão térmico apresenta sempre valores próximos da unidade, pelo que será considerado igual a um, nos cálculos que se seguem. Agregando as equações (D.1) e (D.2) obtém-se a equação (D.3).

$$Re_D = C_d \frac{\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} \sqrt{\frac{2\Delta P \rho D^2}{\mu^2}} \quad (D.3)$$

Dado que existem dúvidas quanto à validade da equação do transdutor de pressão (devido a possíveis derivas eletrónicas), optou-se por relacionar diretamente o caudal em circulação com a tensão registada no sistema de aquisição de dados. Assim, a equação (D.4) relaciona o caudal mássico com a tensão medida na saída do transdutor de pressão. Nesta, C_1 é a constante que se pretende determinar durante o processo de calibração e ΔV a diferença entre a tensão lida (V) e a tensão que seria lida se não houvesse escoamento, para a mesma temperatura do termofluido (V_0).

$$Re_D = C_1 \sqrt{\frac{2\Delta V \rho D^2}{\mu^2}} \quad (D.4)$$

Processo de calibração

Tal como atrás referido, existe a necessidade de utilizar um ramal em derivação, paralelo ao circuito principal, para extrair o termofluido que atravessa a placa orifício durante um dado intervalo de tempo. As variáveis a registar são a tensão, a massa escoada, o tempo de escoamento e a temperatura do fluido. Além disso, regista-se a tensão lida pelo sistema de aquisição de dados no caso em que a bomba centrífuga não está em funcionamento. Importa referir que o processo de calibração foi efetuado por duas vezes, devido ao facto de terem sido

utilizados dois permutadores de testes. De seguida apresentam-se as etapas do processo de calibração:

- 1) Coloca-se a bomba centrífuga em funcionamento e estabelece-se a temperatura do termofluido que se pretende atingir no controlador de temperatura.
- 2) Quando a temperatura pretendida é atingida, define-se no variador de frequência a frequência de alimentação do motor elétrico à qual se pretende iniciar o processo de calibração. Optou-se por iniciar o processo com uma frequência de 50 Hz.
- 3) Através das válvulas existentes na instalação, desvia-se o fluido para o ramal em circuito aberto, armazenando-o num recipiente e inicia-se a contagem do tempo. Em simultâneo terá de ser repostado fluido na instalação de modo a evitar a entrada de ar. Esta reposição de fluido é efetuada pelo ponto mais alto da instalação, o vaso de expansão. De seguida, volta-se a colocar o fluido a circular em circuito fechado e termina-se a contagem do tempo. Durante o tempo em que o termofluido circula no ramal aberto, o sistema de aquisição de dados regista a tensão de saída do transdutor de pressão.
- 4) Realiza-se a medição da temperatura do termofluido armazenado no recipiente e a sua massa.
- 5) Desliga-se a bomba centrífuga e regista-se a tensão de saída do transdutor de pressão.
- 6) Repete-se os pontos 3 e 4 para as frequências de 35 e 40 Hz.
- 7) De seguida define-se uma nova temperatura no controlador e repete-se a sequência.

Este processo foi efetuado para cinco temperaturas representativas da gama de temperaturas de funcionamento da instalação, o que perfaz um total de 15 pontos de funcionamento (5 temperaturas \times 3 frequências). Substituindo as grandezas medidas durante a calibração nos parâmetros da equação (D.4), obtém-se os pontos que se apresentam nos gráficos das Figuras D.2 e D.3.

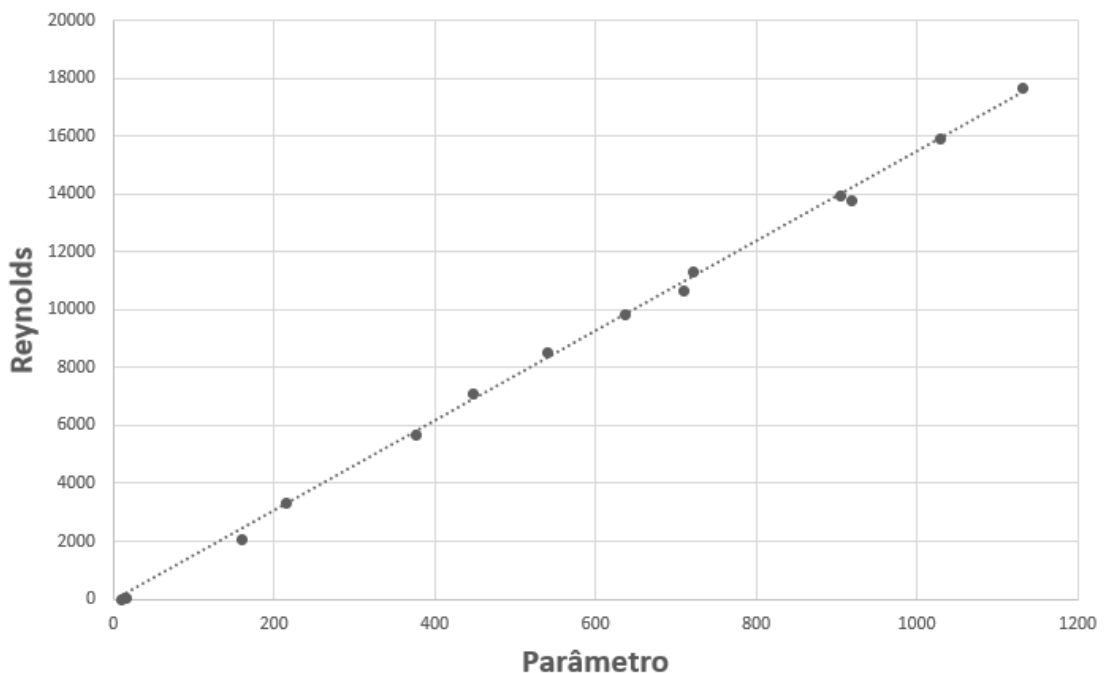


Figura D. 2: Curva de calibração da placa orifício para o permutador de testes com cápsula disposta na vertical.

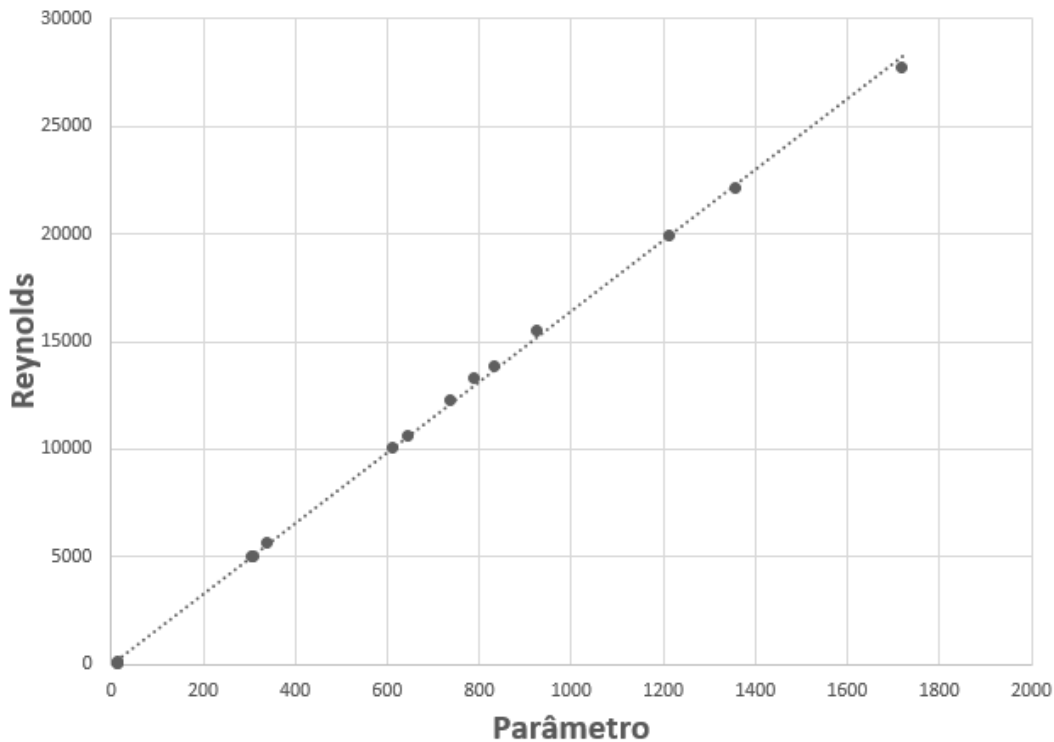


Figura D. 3: Curva de calibração da placa orifício para o permutador de testes com camada única de três tubos.

Assim, é possível ajustar uma reta aos pontos e obter a equação que relaciona ambos os parâmetros. Estas equações para os dois permutadores de testes são apresentadas de seguida. De salientar que estas aproximações lineares apresentam um coeficiente de determinação superior a 0,99, que se trata de um valor muito satisfatório tendo em conta as circunstâncias da calibração.

Permutador de testes com cápsula disposta na vertical:

$$Re_D = 15,499 \sqrt{\frac{2\Delta V \rho D^2}{\mu^2}} \quad (D.5)$$

Permutador de testes com camada única de três tubos:

$$Re_D = 16,426 \sqrt{\frac{2\Delta V \rho D^2}{\mu^2}} \quad (D.6)$$

Análise de incertezas da calibração

Apresenta-se agora uma análise de incertezas às equações obtidas na calibração.

Quando consultada bibliografia sobre análise de incertezas é recomendada a utilização de uma equação de aplicação complexa (Coleman e Steele, 2009). Contudo, é possível assumir as considerações apresentadas de seguida sem perder a credibilidade da análise e, simultaneamente, simplificar a análise.

- 1) Não são consideradas incertezas sistemáticas em ambas as variáveis.
- 2) Todas as incertezas aleatórias estão concentradas na variável Y.

Enquanto a primeira consideração é relativamente rebuscada, mas credível, a segunda consideração adequa-se ao procedimento experimental realizado, uma vez que a dispersão

segundo a variável $X = \sqrt{\frac{2\Delta V \rho D^2}{\mu^2}}$ se deve a variações na variável $Y = Re_D$ provenientes das oscilações no caudal, provocadas pela bomba centrífuga.

Desta forma, esta análise permitirá apenas contabilizar a incerteza no ajustamento, pelo que se tornam aceitáveis as considerações anteriormente expostas. A equação (D.7), em conjunto

com as considerações apresentadas permite analisar o erro da correlação obtida para a calibração da placa orifício (Coleman e Steele, 2009).

$$s_{cal} = s_Y = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (Y_i - mX_i - c)^2}{N - 2} \right]^{1/2} \quad (D.7)$$

Recorrendo à equação (D.7), é possível determinar o desvio padrão da variável Y , o que permite conhecer a incerteza aleatória da mesma $P_{95\%}$, para um intervalo de confiança de 95%, através da aplicação da equação (D.8), ou dito de outra forma, o erro para um valor genérico de X_i , obtido através de uma curva de calibração (Coleman e Steele, 2009).

$$P_{95\%} = t \cdot s_{cal} \quad (D.8)$$

Na equação (D.8) o parâmetro t representa o valor da distribuição t de *Student*, calculada para $N-2$ graus de liberdade. Este erro ficará fossilizado num erro sistemático.

Caso o valor da leitura seja conhecido, é possível determinar o intervalo no qual o valor médio da população μ_Y , em que se insere a variável Y , se encontra. Este intervalo apresenta-se na equação (D.9). Nesta equação, as variáveis s_Y , Y , \bar{X} e s_{XX} são obtidas pelas equações (D.7), (D.10), (D.11) e (D.12), respetivamente e N representa o número de pontos avaliados. De salientar que a variável Y provém dos valores obtidos pela regressão para um determinado X_i , enquanto a variável Y_i , remete para o valor dos pontos referentes a um determinado X_i .

$$Y - 2 \left\{ s_Y^2 \left(\frac{1}{N} + \frac{(X - \bar{X})^2}{s_{XX}} \right) \right\}^{1/2} \leq \mu_Y \leq Y + 2 \left\{ s_Y^2 \left(\frac{1}{N} + \frac{(X - \bar{X})^2}{s_{XX}} \right) \right\}^{1/2} \quad (D.9)$$

$$Y = mX + c \quad (D.10)$$

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad (D.11)$$

$$s_{XX} = \sum_{i=1}^N X_i^2 - \frac{(\sum_{i=1}^N X_i)^2}{N} \quad (D.12)$$

Nas Tabelas D.1 e D.2 apresentam-se os resultados da resolução das equações apresentadas até este ponto, respetivamente, para o permutador de testes com cápsula disposta na vertical e para o permutador com camada única de três tubos.

Tabela D. 1: Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%, para o caso do permutador de testes com cápsula disposta na vertical.

Parâmetro	Valor
N	15
\bar{X}	520,47
s_{XX}	2050190
s_{cal}	211,69
t	2,16
$P_{95\%}$	457,25

Tabela D. 2: Valores para a determinação do erro do ajuste da correlação para um intervalo de confiança de 95%, para o caso do permutador de testes com camada única de três tubos.

Parâmetro	Valor
N	15
\bar{X}	654,46
S_{XX}	3644724
S_{cal}	227,60
t	2,16
$P_{95\%}$	491,61

ANEXO E: Evolução da temperatura do material de mudança de fase no permutador de testes com camada única de três tubos

Nos gráficos das Figura E.1 e E.2 é possível observar a evolução da temperatura do material de mudança de fase, nos diferentes pontos de medição, para uma frequência de alimentação do motor elétrico da bomba centrífuga de 35 Hz.

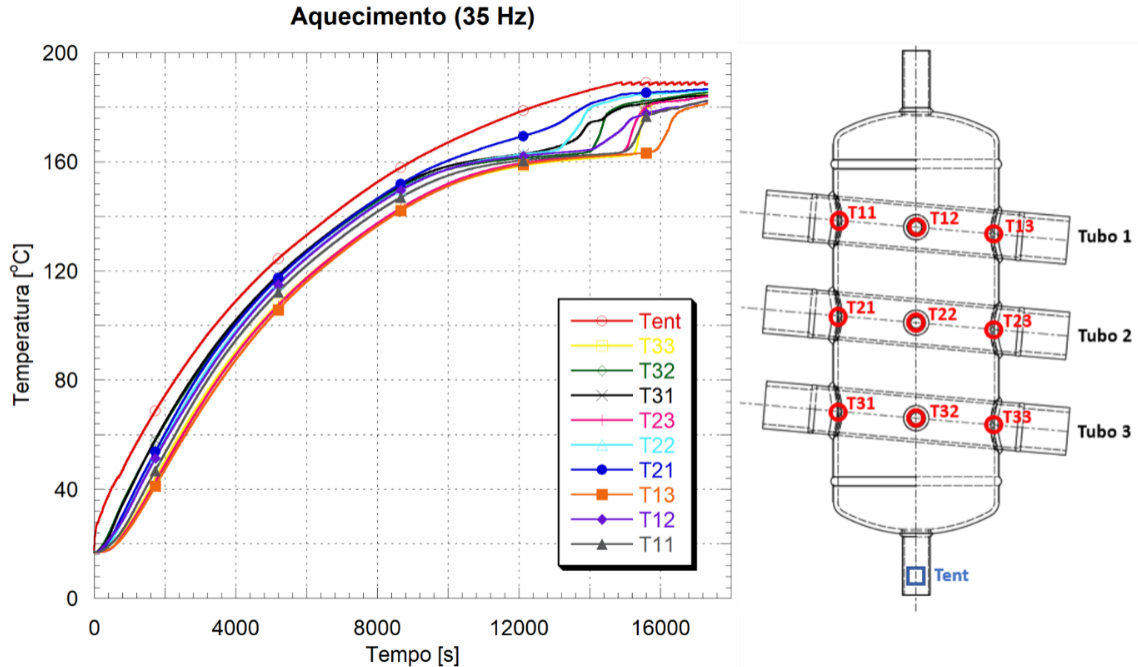


Figura E. 1: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de aquecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).

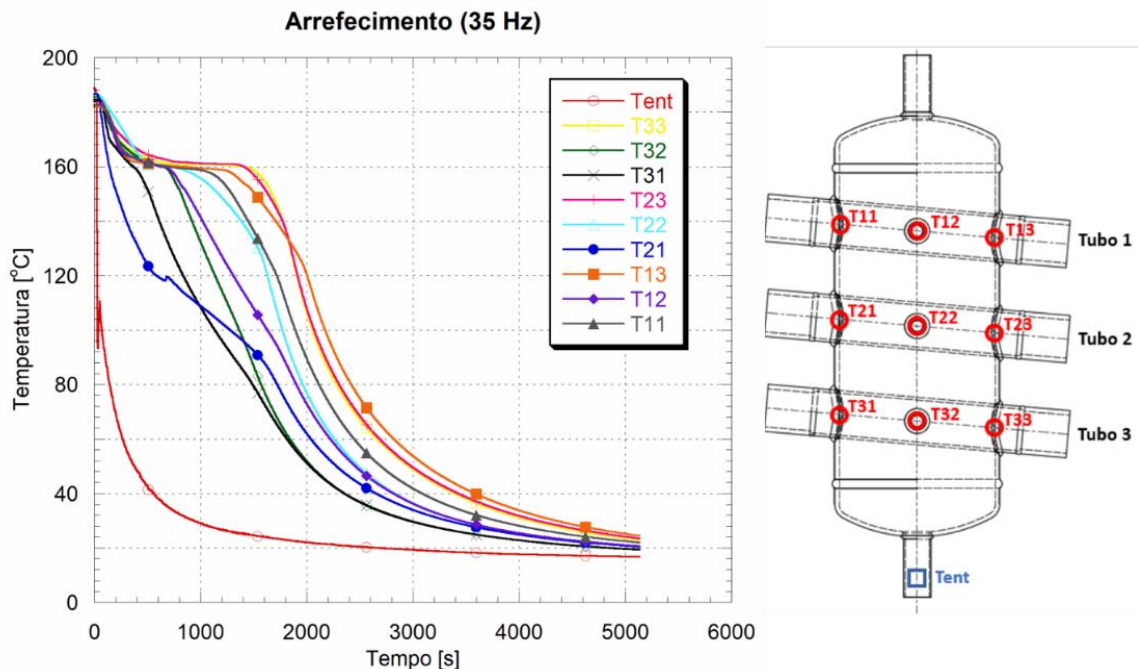


Figura E. 2: Evolução da temperatura do material de mudança de fase durante o processo de arrefecimento para uma frequência de alimentação da bomba de 35 Hz (esquerda) e esquema do permutador de testes com a localização dos termopares (direita).