

Análise experimental do desempenho do sistema de poligeração POLYSOL

André Filipe Rodrigues Silva

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof.^a Ana Isabel Palmero Marrero

Coorientador: Prof.^o João Daniel Pereira Soares



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2021

Resumo

Os edifícios são responsáveis por cerca de 40% do consumo energético na União Europeia. Todavia, é expectável que este consumo aumente. Para a colmatação das cargas térmicas existentes nos edifícios visando a proteção ambiental, deve-se apostar em fontes renováveis de energia. Nesse sentido, a energia solar pode ser usada para se obter arrefecimento, aquecimento e energia elétrica.

Nesta dissertação é avaliado experimentalmente um sistema de poligeração, chamado POLYSOL, capaz de usar energia solar para obtenção simultânea de calor e de energia elétrica. Estes dois produtos podem ser armazenados em sistemas de armazenamento térmico e elétrico, respetivamente. O calor é alcançado através de coletores solares térmicos de tubos de vácuo. Por intermédio de um ventiloconvector, pode ser utilizado para aquecimento ou para arrefecimento de um espaço de teste. Para a obtenção de arrefecimento recorre-se a uma bomba de calor que funciona com um ejetor de geometria variável e que usa isobutano como fluido frigorífero. Para se adquirir energia elétrica, utilizam-se coletores solares fotovoltaicos.

O estudo experimental debruça-se sobre o subsistema solar térmico pois, no período de realização da dissertação, o sistema de armazenamento e de monitorização e controlo do subsistema solar fotovoltaico ainda não estava totalmente concluído.

Antes de se iniciar a realização dos testes experimentais para avaliação do desempenho do sistema de poligeração, um novo ejetor, a válvula de expansão eletrónica e os sensores essenciais para o controlo e monitorização do subsistema térmico foram instalados.

Depois de garantida a estanquicidade do ciclo de arrefecimento, foram efetuados os testes experimentais. Primeiramente, foi testado o aquecimento do espaço de teste com recurso ao armazenamento de calor sensível no tanque de água de 400 l. Os resultados obtidos indicam que, para as condições ambiente verificadas durante o teste, o tanque de armazenamento térmico permitiu o aquecimento da casa durante 8 horas, observando-se uma temperatura da água de 35 °C à entrada do ventiloconvector, mantendo a temperatura do espaço de teste entre os 22 °C e os 26 °C. A energia térmica acumulada no final das 12 horas de teste foi de 18,67 kWh.

A fim de avaliar o desempenho do sistema de poligeração para arrefecimento ambiente, foram efetuados três testes. O primeiro consistiu na determinação da pressão mínima do isobutano no evaporador para a obtenção de arrefecimento. Contudo, este teste não se revelou apropriado, devido à variabilidade de parâmetros, tais como a radiação solar e o fornecimento de água ao condensador para arrefecimento do ciclo de ejeção.

Foi realizado um teste alternativo que consistiu na análise do coeficiente de desempenho (COP) do sistema. A variação do COP com a massa de isobutano no ciclo de ejeção foi analisada. Verificou-se que quanto menor a massa no sistema, menor a variação do COP com a pressão do isobutano no gerador.

Por fim, o desempenho de um novo ejetor, que é mais simples, económico e que requer menos manutenção, foi comparado com o do ejetor antigo. Constatou-se que para os ensaios realizados, o COP máximo atingido com o novo ejetor situou-se nos 0,20, enquanto que com o antigo foi possível alcançar 0,27.

Os resultados obtidos com este trabalho serviram de base à realização de um *Abstract* intitulado “*Experimental analysis of a polygeneration system: assessment of the thermal sub-system*”, que foi aceite para apresentação oral no *Symposium on Mechanical Engineering*, que terá lugar no 4th *Doctoral Congress in Engineering*.

Abstract

Buildings are responsible for 40 % of the energy consumption in the European Union. However, this consumption is expected to increase. To bridge the thermal loads existing in buildings in order to protect the environment, renewable energy sources should be used. In this sense, solar energy can be used to obtain cooling, heating and electrical energy.

In this dissertation, a polygeneration system called POLYSOL, capable of using solar energy to simultaneously obtain heat and electricity is evaluated. These two products can be stored in thermal and electrical storage systems, respectively. Heat is achieved through evacuated tube solar thermal collectors and it can be used for heating or cooling a test space with a fan coil. To obtain cooling, a heat pump that works with a variable geometry ejector and uses isobutane as a refrigerant is used. To obtain electricity, photovoltaic solar collectors are used.

The experimental study focuses on the solar thermal sub-system because the storage and monitoring and control system of the solar photovoltaic sub-system was not yet fully completed in the period of the dissertation.

Before starting the experimental tests to evaluate the performance of the polygeneration system, the new ejector, the electronic expansion valve and the essential sensors for the control and monitoring of the thermal sub-system were installed.

After ensuring the tightness of the cooling cycle, experimental tests were carried out. First, the heating of the test space was tested using sensible heat storage in the 400 l water tank. The results obtained indicate that for the ambient conditions verified during the test, the thermal storage tank allowed the house to be heated for 8 hours, observing a water temperature of 35 °C at the entrance of the fan coil, maintaining the temperature of the space test between 22 °C and 26 °C. The thermal energy supplied at the end of the 12-hour testing was 18.67 kWh.

To evaluate the performance of the polygeneration system for cooling, three tests were carried out. The first consisted of determining the minimum pressure of isobutane in the evaporator to obtain cooling. However, this test was not appropriate due to the variability of parameters such as solar radiation and water supply to the condenser for cooling the ejector cycle.

An alternative test was performed, which consisted of analysing the coefficient of performance (COP) of the system. The variation of COP with the mass of isobutane in the ejection cycle was analysed. It was found that with smaller mass in the system, the COP variation with the pressure of isobutane in the generator is smaller too.

Finally, the performance of the new ejector, which is simpler, cheaper and requires less maintenance, was compared to the old ejector. It was found that for the tests carried out, the maximum COP reached with the new ejector was 0.20, while with the old one it was possible to reach 0.27.

The results obtained with this work were the basis for an Abstract entitled “Experimental analysis of a polygeneration system: assessment of the thermal sub-system”, which was accepted for oral presentation at the Symposium on Mechanical Engineering, which will take place at the 4th Doctoral Congress in Engineering.

Agradecimentos

Primeiramente, agradeço aos meus orientadores: obrigado, Professora Ana Palmero, pelo apoio que me deu ao longo desta dissertação, pois foi tudo muito mais fácil com a sua ajuda; obrigado, Professor João Soares, pela colaboração que me facultou durante a minha passagem pelo laboratório, dispensando-me os seus valiosos conselhos e esclarecendo-me as dúvidas.

Agradeço ao Professor Varga pela ajuda que me deu em todo o trabalho e pela disponibilidade que teve para comigo. No início era tudo novo para mim, mas, com o seu auxílio, a integração no laboratório tornou-se mais eficaz.

Agradeço ao Sr. Agostinho Borges por todo o apoio e disponibilidade que sempre me tem dispensado ao longo da minha vida e pela ajuda prestada durante o Curso e a realização da dissertação.

Aos meus colegas de laboratório, o meu muito obrigado pois ajudaram-me imenso na integração. Ao Behzad e à Karla, um agradecimento particular: a hora de almoço foi sempre melhor com a vossa companhia. Agradeço especialmente ao Ákos, que foi o meu parceiro de laboratório e de projeto. Contigo, este trabalho tornou-se mais simples.

À minha avó e aos meus tios, em especial à minha tia Belinha, o meu muito obrigado por estarem sempre disponíveis para o que eu necessitasse.

Às minhas pequenas de casa, a Indie e a Lia, também agradeço do fundo do coração por nunca me terem deixado sozinho a redigir a dissertação no domicílio.

Por fim, agradeço à minha mãe e à minha irmã pelo apoio incondicional que me deram. Nos momentos bons estavam lá, nos momentos menos bons ainda mais, e nos momentos em que realmente precisava de ajuda, essa nunca me faltava. Convosco, tudo se tornou menos complicado .

A todos, muito obrigado.

Índice de Conteúdos

1	Introdução.....	1
1.1	Enquadramento do projeto.....	1
1.2	Motivação.....	2
1.3	Objetivos do projeto	4
1.4	Estrutura e metodologia da dissertação	4
2	Estado da arte.....	6
2.1	Energia Solar.....	6
2.2	Energia em Edifícios	15
2.3	Sistemas de micro e poligeração	17
3	Instalação experimental.....	27
3.1	Caracterização geral do sistema POLYSOL	27
3.2	Descrição do subsistema térmico.....	28
3.3	Subsistema solar fotovoltaico.....	39
3.4	Sistemas de controlo e gestão	41
4	Resultados e discussão.....	47
4.1	Instalação da válvula de expansão	47
4.2	Substituição do ejetor.....	48
4.3	Instalação das ligações elétricas e eletrónicas do sistema de controlo.....	51
4.4	Teste de pressão.....	51
4.5	Carregamento do subsistema térmico com água	56
4.6	Cuidados a ter com o subsistema térmico	58
4.7	Teste de aquecimento ambiente do espaço de teste, com recurso ao tanque de armazenamento térmico de 400 l.	59
4.8	Testes de arrefecimento do espaço de teste	64
5	Conclusões e trabalhos futuros	84
5.1	Conclusões	84
5.2	Trabalhos futuros	85
	Referências.....	86
	ANEXO A: Coletores solares fotovoltaicos	95
	ANEXO B: Integração de tecnologias de conversão de fontes renováveis de energia em edifícios	97
	ANEXO C: Ficha técnica do PCM RT64HC	99
	ANEXO D: Ficha técnica do módulo fotovoltaico utilizado.....	100
	Anexo E: Valor das pressões relativas de sucção, principal e secundária, para os ensaios realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio, e posições de avanço do fuso de 6 mm, 7 mm e 8 mm, no teste de obtenção da pressão mínima de arrefecimento	101
	ANEXO F: Valores do COP do sistema e da pressão relativa principal, e respetivas incertezas, em diferentes ensaios realizados	104
	ANEXO G: Valores do caudal mássico principal e da pressão relativa principal, e respetivas incertezas	105
	ANEXO H: Valores da contrapressão relativa e da pressão principal, e respetivas incertezas	106
	ANEXO I: Caudal mássico principal e contrapressão, em função da pressão principal, e respetivas incertezas.....	107
	ANEXO J: Rácio de arrasto (λ), capacidade de arrefecimento (Q_e) e potência térmica fornecida ao ciclo de ejeção (Q_g), obtidos no dia 8 de junho, em função da pressão principal	109
	ANEXO K: Diagrama pressão-entalpia (P-h) do isobutano e a evolução termodinâmica do ciclo de ejetor para os ensaios 1 e 3 – Teste de comparação do desempenho entre ejetores	111

ANEXO L: Valores da contrapressão respectivas incertezas e temperatura do isobutano à entrada do condensador, para cada ensaio	112
--	-----

Nomenclatura

- **Lista de abreviaturas**

AVAC	Aquecimento, ventilação e ar-condicionado
CA	Corrente alternada
CC	Corrente contínua
CPC	Coletor parabólico composto
CTC	Coletor cilíndrico
DGEG	Direção-Geral de Energia e Geologia
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
ETC	Coletor de tubos de vácuo
FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
FPC	Coletor de placas planas
HFC	Coletor de campo com helióstatos
LFR	Refletor de Fresnel linear
nZEB	Edifício com necessidades quase nulas de energias
RTD	Detetor de temperatura por resistência
UE	União Europeia
VGE	Ejetor de geometria variável
VRFB	Bateria de fluxo <i>redox</i> com eletrólitos de vanádio
PCM	Material de mudança de fase
PDR	Refletor de disco parabólico
PID	Proporcional integral derivativo
PTC	Coletor parabólico
ZEB	Edifício com necessidades nulas de energia

- **Lista de letras gregas**

β	Inclinação	[rad]
γ	Rácio de calores específicos	
Δ	Diferença	
η	Rendimento	
λ	Rácio de arrasto	

- **Lista de subscritos**

amb	Ambiente
ant	Ejetor antigo
arm	Material de armazenamento térmico
b	Bomba
bocal	Bocal
c	Condensador
col	Coletor
e	Evaporador
ent	Entrada
f	Fuso
g	Gerador
gas	Gás
PC	Permutador de Calor
PCM	Material de Mudança de Fase
útil	Útil
sai	Saída

- **Lista de variáveis**

A	Área	[m ²]
COP	Coeficiente de desempenho	
D	Posição de avanço	[mm]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
$\dot{I}$	Radiação solar	[kW/m ²]
m	Massa	[g]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[g/s]
Q	Energia calorífica	[kWh]
$\dot{Q}$	Potência calorífica	[kW]
R	Constante do gás perfeito	
RA	Rácio de áreas	
s	Entropia específica	[kJ/(kg·K)]
T	Temperatura	[°C]
V	Volume	[l]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
P	Pressão	[bar]
$\dot{W}$	Potência mecânica	[kW]

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Consumo de energia final, na UE, em 2018, por setor, adaptado de [9].	3
Figura 1.2 - Consumo de energia final, na UE, em 2018, por aplicação, adaptado de [11].	3
Figura 2.1 - Aproveitamento do sol para obtenção de energia.	6
Figura 2.2- Capacidade global de coletores solares térmicos, para aquecimento de águas, de 2009 a 2019 [22].	8
Figura 2.3 – Ilustração de um coletor de placa plana, em duas dimensões, adaptado de [31].	10
Figura 2.4 - Rendimento dos coletores em função da temperatura do coletor, para determinadas condições ambiente, adaptado de [34].	11
Figura 2.5 - Capacidade e adições anuais de energia solar fotovoltaica, de 2009 a 2019 [22].	12
Figura 2.6 - Produção de energia elétrica a partir de energia solar, em Portugal, de 2006 a 2019.	13
Figura 2.7 - Disponibilidade anual da radiação global solar em superfície horizontal em Portugal Continental [42].	14
Figura 2.8 - Disponibilidade anual da radiação global em superfície horizontal na Europa, em kWh/m ² [43].	15
Figura 2.9 - Representação esquemática de um sistema solar, de base líquida, para aquecimento ambiente e produção de águas quentes sanitárias [62].	19
Figura 2.10 - Diferentes sistemas de refrigeração que se podem usar na poligeração [71].	21
Figura 2.11 - a) Representação esquemática de um ciclo genérico de ejetor, com energia térmica fornecida por um sistema solar e b) e evolução termodinâmica do ciclo no diagrama T-s [73].	22
Figura 2.12 – (a) Representação esquemática de um ejetor supersónico [76] e (b) representação esquemática de um ejetor de geometria variável.	22
Figura 2.13 - Modo operacional de um ejetor supersónico (a) pressão principal imposta; (b) contrapressão imposta [75].	24
Figura 3.1 – Representação em três dimensões da instalação experimental de poligeração POLYSOL.	27
Figura 3.2 - Representação esquemática detalhada, em duas dimensões, do subsistema térmico da instalação, sem inclusão do ciclo de ejetor para arrefecimento.	30
Figura 3.3 - Representação esquemática detalhada do ciclo de ejetor do subsistema térmico.	31
Figura 3.4 - Coletores solares térmicos de tubos de vácuo BAXI-AR-30 da instalação.	32
Figura 3.5 - Ventiloinconvetor de dissipação de calor para o meio ambiente.	32
Figura 3.6 - Tanque de armazenamento térmico, com 50 l de capacidade.	33
Figura 3.7 - Tanque de armazenamento térmico, com 400 l de capacidade.	34
Figura 3.8 - Purgador de ar, localizado no topo do tanque de armazenamento térmico de 400 l.	35
Figura 3.9 - Vaso de expansão, localizado à entrada do tanque de armazenamento térmico de 400 l.	36
Figura 3.10 - Ejetor, revestido com isolamento, montado no ciclo frigorífico.	38

Figura 3.11 – Válvula de expansão (do lado direito) e separador de vapor (do lado esquerdo).	39
Figura 3.12 - Quatro módulos fotovoltaicos da instalação, localizados no terraço do edifício L, dispostos em série.	40
Figura 3.13 - Pilha da VRFB.	41
Figura 3.14 – Central de controlo existente na sala das máquinas.....	42
Figura 3.15 - Sistema de gestão de energia elétrica do protótipo em estudo.	46
Figura 4.1 - Válvula de expansão cortada e ferramentas utilizadas para o efeito.	47
Figura 4.2 - Remoção do ejedor antigo da estrutura de suporte existente na sala das máquinas.	48
Figura 4.3 - Remoção do motor e respetivo subconjunto de variação da posição de saída do bocal convergente-divergente.....	49
Figura 4.4 - Peças do novo ejedor e respetiva denominação.....	49
Figura 4.5 - Montagem do novo ejedor.	50
Figura 4.6 - Ejedor instalado no circuito de R600a.	50
Figura 4.7 – (a) Caudalímetro eletromagnético; (b) conversores dos caudalímetros eletromagnéticos, na fase de instalação das ligações elétricas.	51
Figura 4.8 – (a) Garrafa de azoto comprimido e respetivo regulador de alta pressão de duplo estágio, (b) bomba de vácuo e (c) medidor múltiplo de pressão.....	51
Figura 4.9 - Ligação dos tubos para a inserção de azoto comprimido no circuito de refrigeração.	52
Figura 4.10 - Bolhas de sabão evidenciando a existência de fugas.	54
Figura 4.11 – Evolução do valor da massa (pontos a azul) e da temperatura (pontos a preto) de azoto no circuito de refrigeração ao longo do tempo, ao longo dos 5 dias de monitorização..	56
Figura 4.12 - Válvulas de entrada e saída de água, proveniente da rede pública ou do reservatório existente na FEUP, do condensador.....	57
Figura 4.13 - Válvulas de entrada de água no subsistema térmico.	57
Figura 4.14 - Variação temporal da temperatura do espaço de teste (a preto) e da temperatura ambiente (a azul).	62
Figura 4.15 - Variação temporal da energia térmica acumulada fornecida pelo sistema de aquecimento (a preto) e da temperatura de entrada da água no ventiloconvetor (a azul).....	63
Figura 4.16 – Conexão dos tubos para carregamento de isobutano no circuito.	64
Figura 4.17 - Tela de controlo do ciclo de ejeção, a partir do <i>Labview</i>	66
Figura 4.18 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 6 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).	68
Figura 4.19 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 7 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).	68

Figura 4.20 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 8 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).	69
Figura 4.21 – Evolução do COP do sistema, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).	71
Figura 4.22 - Evolução do caudal mássico principal, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).	72
Figura 4.23 – Evolução da contrapressão, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).	74
Figura 4.24 Evolução do COP, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), nos dois ensaios realizados: antes de se atingir a cavitação - dia 27 de maio (preto); depois de se atingir cavitação e recarregado o circuito com isobutano - dia 8 de junho (cinzento).	75
Figura 4.25 - Ciclo de ejedor, numerado nos locais antes e depois dos permutadores de calor.	78
Figura 4.26 - Diagrama $P-h$ do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejedor, no caso do ejedor antigo (linha a vermelho) e do novo (linha a azul), e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 2.	79
Figura 4.27 - Diagrama $P-h$ do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejedor, no caso do ejedor antigo (linha a vermelho) e do novo (linhas a azul) e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 4.	79
Figura 4.28 - Diagrama $P-h$ do isobutano e valor da temperatura em função da pressão ou entalpia específica.	81
Figura 4.29 - Diagrama $P-v$ do isobutano e valor da temperatura em função da pressão e volume específico.	82

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Coletores solares térmicos, adaptado de [27]	9
Tabela 3.1 - Sensores existentes na instalação e respetivo local de medição (no caso dos caudalímetros e transdutor de pressão), fluido cuja propriedade se pretende medir, gama de operação e incerteza de medição	45
Tabela 4.1 – Perda de massa e <i>valor p</i> obtidos para diferente número de dias de observação (3 e 5 dias)	55
Tabela 4.2 – Quantidade de energia térmica acumulada fornecida desde o início do teste, no dia 29 de abril de 2021 às 21:00, até ao início das diferentes horas de teste indicadas	63
Tabela 4.3 - Valor do COP médio e incerteza associada para as respetivas pressões principais nos dois casos da figura 4.24	75
Tabela 4.4 – Pressão principal ($P_{g:ant}$), caudal secundário de isobutano ($me:ant$), respetivas incertezas e posição de avanço do fuso (D_f) para os quatro ensaios selecionados	76
Tabela 4.5 - Pressão principal (P_g), caudal secundário de isobutano (me), COP obtido com o ejeter atual, coeficiente de desempenho obtido com o ejeter antigo (COP_{ant}) e respetivas incertezas nos quatro ensaios efetuados	77
Tabela 4.6 - Valores do caudal mássico principal e incerteza associada obtidos, nos quatro ensaios, com o novo ejeter (mg) e o antigo ($mg:ant$)	77
Tabela 4.7 – Valores da pressão relativa de sucção, com o novo ejeter (P_e) e com o antigo ($P_{e:ant}$), respetivas incertezas e temperaturas de evaporação (T_e no caso do novo ejeter e $T_{e:ant}$ no caso do ejeter antigo), para cada ensaio	80
Tabela 4.8 – Capacidade de arrefecimento obtida com o novo ejeter (Q_e) e com o antigo ($Q_{e:ant}$), potência calorífica fornecida pelo gerador, com o novo ejeter (Q_g) e com o antigo ejeter ($Q_{g:ant}$), e respetivas incertezas	83

1 Introdução

1.1 Enquadramento do projeto

Os edifícios são responsáveis por 40% do consumo total de energia na União Europeia (UE). É, todavia, expectável que a contribuição dos edifícios em termos de energia consumida aumente, porque o setor está em expansão. A redução do consumo de energia e a utilização de energia proveniente de fontes renováveis, no setor de edifícios, permitem diminuir a dependência energética da UE e as emissões de gases com efeito de estufa. A diretiva europeia EPBD-2, de 19 de maio de 2010, determina que todos os edifícios novos sejam edifícios com necessidades quase nulas de energia (nZEB)¹. Nesta diretiva, considera-se que um edifício com necessidades quase nulas de energia deve apresentar “um desempenho energético muito elevado”, determinado nos termos presentes no mesmo documento. As necessidades de energia, quase nulas ou muito pequenas, devem ser cobertas maioritariamente por energia proveniente de fontes renováveis, produzida localmente ou nas proximidades [1].

Em Portugal, a diretiva europeia EPBD-2 foi transposta para a ordem jurídica nacional, em 7 de dezembro de 2020, pelo Decreto-Lei n.º 101-D/2020. Nele se estabelece que, a partir de 1 de julho de 2021, os edifícios novos devem ser edifícios nZEB [2].

O sistema POLYSOL é um sistema de poligeração, acionado por energia solar, que pretende responder às necessidades energéticas de um espaço de teste (*test-lab*) existente com inércia térmica quase inexistente e que se considera neste trabalho como um “edifício de teste”. Pretende-se conseguir que o edifício seja ZEB. Para esse propósito utilizam-se coletores solares térmicos e painéis fotovoltaicos com armazenamento térmico e elétrico, respetivamente. O sistema visa fornecer 1 kW de eletricidade, 2 kW de arrefecimento e 7 kW de aquecimento para climatização do espaço.

O aquecimento ambiente é conseguido através de um ventiloconvetor (*fan-coil*) instalado no interior do *test-lab*. No *fan-coil* circula água proveniente de um depósito térmico que serve de armazenamento da água aquecida dos coletores solares térmicos. Havendo necessidade de arrefecimento, a água quente é utilizada para acionar uma bomba de calor que usa um ejetor de geometria variável (VGE) capaz de responder a condições de funcionamento transientes. Assim, é obtida a água fria que permite arrefecer o ar ambiente através do *fan-coil*.

Para colmatar o desfasamento entre disponibilidades e necessidades de energia elétrica e térmica, são utilizados sistemas de armazenamento elétrico e térmico, respetivamente. O armazenamento elétrico consiste numa bateria de fluxo *redox* com eletrólitos de vanádio (VRFB). O armazenamento térmico tem como base a utilização de água, mas também é possível recorrer, adicionalmente, a materiais de mudança de fase (PCM).

¹ Na literatura inglesa, edifícios nZEB são edifícios *nearly Zero Energy Buildings*.

Para o correto e eficiente funcionamento da instalação é essencial, também, utilizar mecanismos de controlo robustos. Portanto, a instalação possui diversos transdutores, atuadores, um sistema de aquisição de dados, cabos de conexão, componentes lógicos e de proteção/comutação de energia e um computador.

1.2 Motivação

O interesse em realizar este trabalho foi motivado por diversos fatores, nomeadamente, a importância da área da energia solar, da termodinâmica e da transferência de calor na Engenharia Mecânica; a possibilidade de realizar um trabalho académico em ambiente laboratorial e num projeto de investigação e a aquisição de conhecimentos mais profundos e profícuos em termos de produção científica.

Atualmente, as alterações climáticas são consideradas uma ameaça real para o planeta Terra. O uso da energia com base em atividade humana é o principal responsável pela emissão de gases com efeito de estufa, emitindo mais de dois terços através da queima de combustíveis fósseis. [3]. Em 2019, apenas 66,64 EJ ($\text{EJ} = 10^{18} \text{ J}$), dos 583,90 EJ de energia primária consumidos a nível mundial, foram provenientes de fontes renováveis. Embora tenham contribuído de forma mais significativa, juntamente com o gás natural, para o crescimento do consumo de energia primária em relação a 2018, as fontes renováveis representam apenas 11,4 % da energia primária total consumida mundialmente. Em relação aos combustíveis fósseis, o valor é mais significativo, atingindo os 84,3 %. Os restantes 4,3 % devem-se à energia nuclear [4].

A UE e os seus Estados Membros têm-se empenhado no combate às alterações climáticas, adotando políticas de desenvolvimento sustentável com o fito de honrar o Acordo de Paris, do qual são signatários. Tem-se assistido na UE, desde 2017, a uma estabilização do consumo de energia final. No entanto, a redução do consumo de energia primária tem sido visível, justificando-se, em grande parte, com a diminuição do consumo de energia oriunda de combustíveis fósseis e o aumento de energia proveniente de fontes renováveis [5]. Em termos percentuais, em 2019, o consumo de energia primária proveniente de fontes renováveis representou cerca de 15,2 %. Por sua vez, os combustíveis fósseis foram responsáveis por 74,1 % dos 68,81 EJ consumidos na UE. O restante consumo deveu-se à energia nuclear [4].

No ponto 1 do artigo 4.º do Acordo de Paris, prevê-se que os países signatários cumpram “o limite máximo mundial das emissões de gases com efeito de estufa o mais rapidamente possível” [6]. A concentração destes gases na atmosfera terrestre provoca o aquecimento global e outras alterações climáticas que têm um efeito maioritariamente nocivo na saúde dos seres humanos [7]. Torna-se necessário proceder a uma transição energética, promovendo o contínuo aumento do contributo das fontes renováveis para o consumo energético mundial, ao mesmo tempo que se melhora a eficiência de processos economizando ao máximo energia. As fontes renováveis, para além de apresentarem menores impactos ambientais comparativamente aos combustíveis fósseis, especialmente durante a fase de operação [8], contribuem para aumentar a diversificação da produção da energia e a sua descentralização. Isto favorece uma menor dependência dos combustíveis fósseis que vários países em todo o mundo ainda revelam, dependência essa que está, muitas vezes, na origem de tensões políticas e económicas que, ocasionalmente, geram conflitos armados. Em termos de desvantagens, podem-se apontar às renováveis em geral, a intermitência e descontinuidade do recurso, problemas ambientais locais e a dificuldade em converter todo o seu potencial.

A figura 1.1 mostra o contributo que cada setor teve no consumo de energia final na UE, em 2018. O setor dos transportes foi o maior consumidor de energia, com cerca de 30,5 %, seguido do setor residencial, cujo contributo se situa nos 26,1 %. A indústria ocupa o terceiro lugar,

com 25,8 %, e os serviços somam 14,2 % do total. Pode-se também aferir que o setor residencial e o de serviços, juntos, totalizam 40 % da energia final consumida.

Consumo de energia final por setor, em 2018, UE-27
(% do total, baseado em toneladas de petróleo equivalentes)

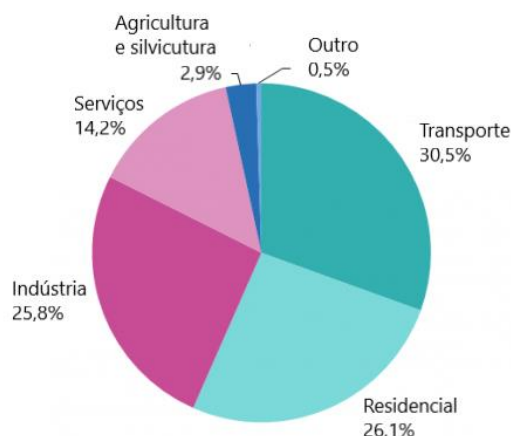


Figura 1.1 - Consumo de energia final, na UE, em 2018, por setor, adaptado de [9].

As aplicações energéticas no setor residencial são vastas, como se constata na figura 1.2. A energia gasta em aquecimento ambiente aparece em primeiro lugar em termos de utilização com 63,6 %. Em relação ao arrefecimento, a sua contribuição foi de apenas 0,4 %. No entanto, a demanda de energia para arrefecimento mais do que triplicou mundialmente desde 1990, sendo a sua aplicação em edifícios a que mais tem crescido. Está previsto que, devido às maiores exigências de conforto, ao crescimento populacional e às maiores e mais frequentes ondas de calor, as necessidades de arrefecimento aumentem ao longo desta década [10]. Produzir águas quentes sanitárias é a segunda aplicação que mais consome energia, com 14,8 % do total. A preparação de refeições e os gastos em iluminação e equipamentos são outros dos principais fins da energia.

Consumo de energia final no setor residencial por aplicação, em 2018, UE-27

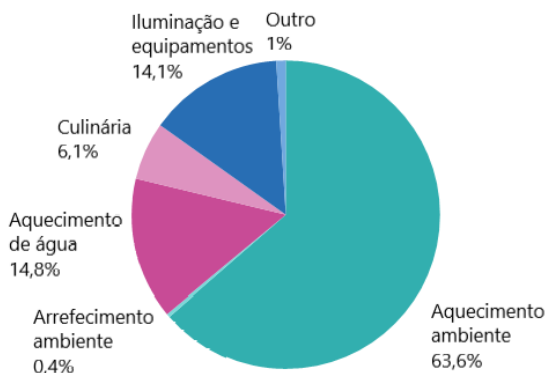


Figura 1.2 - Consumo de energia final, na UE, em 2018, por aplicação, adaptado de [11].

De acordo com a diretiva 2009/28/CE referente à utilização de energia proveniente de fontes renováveis, Portugal fixou como objetivo, para 2020, uma quota de 31 % da energia oriunda de fontes renováveis no consumo final bruto de energia e de 10 % no consumo final no setor dos transportes. Em 2019, no que concerne à percentagem de energia final consumida proveniente de fontes renováveis, no total, Portugal apresentou-se como o sétimo maior país da UE, com uma quota de 30,6 %, enquanto que nos transportes foi o sexto maior País da UE, contabilizando 9,1 %, valores, ainda aquém da meta traçada [12].

Em Portugal, os edifícios são responsáveis por cerca de 30 % do consumo de energia final e por cerca de 5 % das emissões de gases de efeito de estufa a nível nacional. Apesar do expectável aumento, acompanhando o resto do mundo, pela procura de energia para fins de aquecimento e arrefecimento e para uso elétrico, ainda existe bastante potencial para redução de emissões. No *Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050*, está prevista uma descarbonização até 2050 dos setores residencial e serviços. Para tal acontecer, será necessário continuar a apostar em estratégias de maior eficiência energética e na incorporação de energia proveniente de fontes renováveis [13]. Em relação ao uso de fontes renováveis na contribuição para a energia destinada a aquecimento e arrefecimento, Portugal, em 2019, foi o sétimo melhor país neste campo, com cerca de 41,6 %, quase o dobro da média da UE, que se fixou nos 22,1 % [12].

1.3 Objetivos do projeto

O objetivo desta dissertação consiste no estudo do sistema de poligeração, denominado POLYSOL, com vista a analisar o seu desempenho em modo experimental.

Inicialmente, é estudado o funcionamento da instalação e são descritos os diversos componentes, já instalados, que a constituem, designadamente, os coletores solares térmicos, fotovoltaicos e o armazenamento térmico, e os constituintes a implementar, como o armazenamento elétrico. O sistema de monitorização e controlo do subsistema solar térmico e fotovoltaico é também alvo de estudo.

É efetuada a instalação experimental de um novo ejetor e da válvula de expansão eletrónica. Também são implementados os sensores ainda não instalados e necessários à monitorização e controlo do subsistema térmico.

O sistema de poligeração é monitorizado e são recolhidos os dados experimentais com vista à avaliação do respetivo desempenho. Em particular, é estudado o subsistema térmico. O novo ejetor é alvo de estudo, é avaliado o seu desempenho e comparado com o anteriormente instalado.

Depois de obtidos os resultados experimentais dos testes realizados, estes são analisados e procede-se à avaliação experimental do sistema de poligeração.

1.4 Estrutura e metodologia da dissertação

Esta dissertação está organizada em cinco capítulos. No capítulo 1, é feita uma introdução ao tema em estudo na qual é enquadrado o projeto, apresentada a motivação para esse trabalho e expostos os objetivos a cumprir.

No capítulo 2, é apresentado o estado da arte sobre: a energia solar, quer térmica quer fotovoltaica; o contexto mundial e nacional, incluindo referências legislativas nacionais respeitantes à energia utilizada em edifícios; sistemas de micro e poligeração, englobando

sistemas solares térmicos para obtenção de arrefecimento (que funcionam a ciclo de ejeção) e de aquecimento, assim como sistemas solares fotovoltaicos.

No capítulo 3, a instalação experimental, os constituintes e o sistema de monitorização e controlo do subsistema solar térmico e fotovoltaico são descritos detalhadamente.

No capítulo 4, são apresentados e discutidos os resultados obtidos durante o período da realização da dissertação, nomeadamente no que se refere à avaliação do desempenho experimental da instalação para fins de aquecimento e arrefecimento. Nesta secção são também indicados alguns aspetos práticos, bem como as dificuldades sentidas na obtenção dos resultados experimentais e os cuidados a ter para preservar o subsistema térmico.

Por fim, no capítulo 5, são expostas as conclusões obtidas através da execução deste trabalho e sugeridos trabalhos futuros.

2 Estado da arte

2.1 Energia Solar

A crescente preocupação ambiental tem provocado um aumento da aposta na conversão de energia a partir de fontes sustentáveis, em detrimento do uso de combustíveis fósseis. De entre as várias fontes renováveis de energia, podemos destacar a energia solar, a mais limpa e abundante no planeta Terra, definida como “a energia proveniente do Sol que é convertida em energia térmica ou elétrica” [14]. Desta forma, como é visível na figura 2.1, a energia solar pode ser usada diretamente para a obtenção de energia térmica sob a forma ativa (com o uso de tecnologias de conversão energéticas) ou passiva (sem recurso a tecnologias de conversão energéticas). Adicionalmente, através do efeito fotoelétrico, é possível obter energia solar fotovoltaica, assim como biomassa. A energia solar também está indiretamente presente na origem de outras fontes renováveis de energia, como a eólica, a hídrica e a energia das ondas.

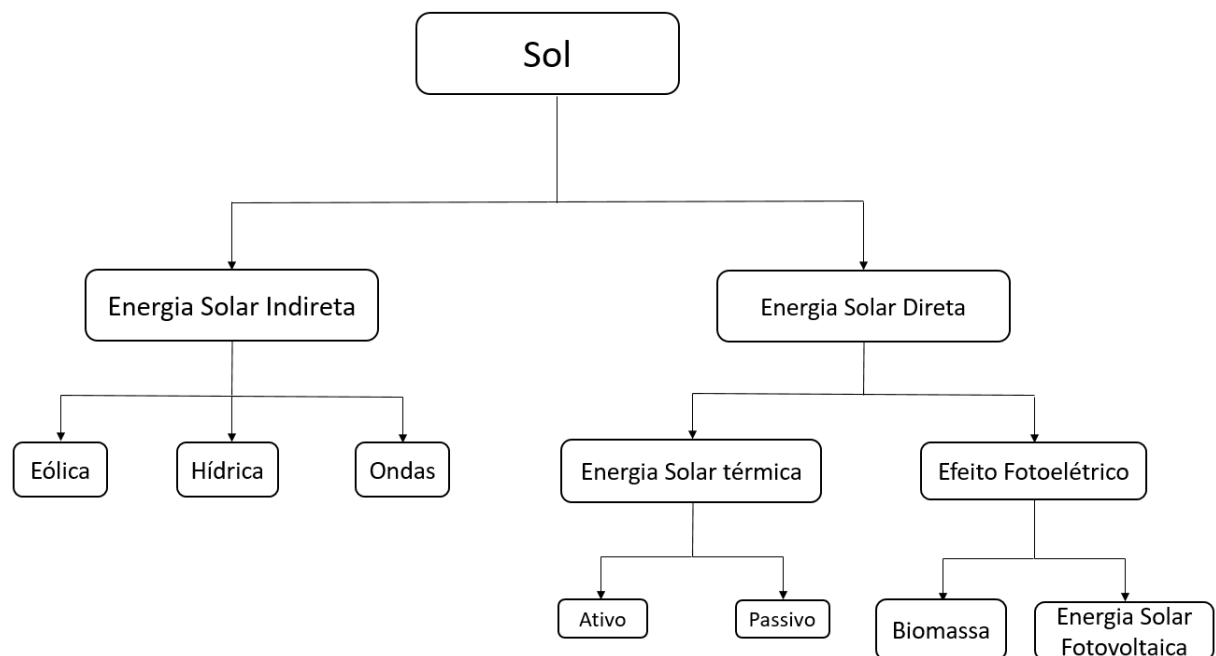


Figura 2.1 - Aproveitamento do sol para obtenção de energia.

Diferentes aplicações da energia solar úteis no nosso quotidiano são conhecidas há séculos. Há 6000 anos, no período neolítico, já o povo chinês construía as suas casas com técnicas pioneiras de climatização solar passiva para aquecimento e arrefecimento ambiente, que, anos mais tarde, foram igualmente usadas e desenvolvidas por egípcios e gregos. Também a dessalinização, a preservação de alimentos à custa da desidratação e a utilização de técnicas de concentração de

raios solares para a produção de chama foram outras utilizações da energia proveniente do sol [15]. Ainda hoje, algumas práticas ancestrais, como a construção de edifícios com recurso a estratégias solares passivas e o aquecimento de águas, são utilizadas, mas com avanços tecnológicos que outrora não existiam, ocorrendo o aparecimento de novas tecnologias. Com a sólida utilização da eletricidade, da qual grande parte da população atualmente é dependente, a procura por fontes mais limpas para a respetiva produção, em comparação com os combustíveis fósseis, culminou numa incorporação cada vez maior da energia solar fotovoltaica no *mix* energético. Igualmente, a implementação de sistemas fotovoltaicos distribuídos tem crescido exponencialmente nos edifícios residenciais, comerciais e na indústria, ao longo da última década [16].

As fontes renováveis de energia têm, no geral, bastante potencial energético e são ambientalmente menos prejudiciais que os combustíveis fósseis. Como desvantagens, as suas tecnologias de conversão exigem um alto investimento inicial e, algumas delas, ainda estão pouco maduras [17]. A energia solar, além de abundante, é uma energia barata comparada com outras fontes de energia, utiliza-se em várias aplicações e a manutenção dos sistemas solares tem um custo baixo. No entanto, o principal problema associado é a intermitência do recurso, o que obriga, em muitos casos, ao uso de um sistema de armazenamento que, consequentemente, aumenta os custos de instalação [18].

À energia solar, como fonte de energia, estão associados impactos ambientais, positivos e negativos. Nos aspetos positivos, esta contribui para a diminuição da utilização de diversos recursos naturais, particularmente os combustíveis fósseis, cuja existência em grande quantidade no solo é necessária para reduzir o risco de alterações climáticas no planeta. Também, ao contrário das instalações convencionais (que utilizam combustíveis fósseis para a conversão de energia), uma vez construída a infraestrutura, os sistemas energéticos que funcionam a energia solar não necessitam de terreno para captação de recursos. Além disso, no que diz respeito ao período de operação do sistema, não existem emissões poluentes para o ar, excetuando as emissões relacionadas com a fase de construção e de transporte de equipamento. Contrariamente, embora os seus prejuízos ambientais sejam negligenciáveis, comparando com as instalações convencionais, a construção das células solares fotovoltaicas, por exemplo, envolve o uso de materiais perigosos, o que implica preocupações ambientais, de segurança e de saúde, inclusive, na fase de desmantelamento, no final do período útil de vida (cerca de 20 a 30 anos) [19, 20].

2.1.1 Solar Térmico

A radiação solar pode ser diretamente convertida em calor a utilizar em diversas atividades. Atualmente, as maiores aplicações do solar térmico residem no aquecimento de piscinas, produção de águas quentes sanitárias e aquecimento ambiente. Outras possíveis utilizações são o arrefecimento ambiente, o aquecimento distrital urbano e diversos processos térmicos industriais [21]. A figura 2.2, mostra que a capacidade global de coletores solares térmicos instalados tem aumentado ao longo da última década, em resultado, sobretudo, do crescimento da instalação de coletores solares com cobertura de vidro, o que engloba tecnologias como coletores de placa plana e de tubos de vácuo. Em 2019, pela primeira vez, ocorreu uma ligeira descida da capacidade global instalada, para um valor de 479 GW_t. Tal acontecimento pode ser explicado pelo número insuficiente de novos sistemas solares térmicos existentes na China, face aos necessários para colmatar ou superar a potência desinstalada durante o mesmo ano. Se não incluirmos os dados desse país, que é o detentor do maior mercado de sistemas solares térmicos, a capacidade global aumentou cerca de 3 % [22].

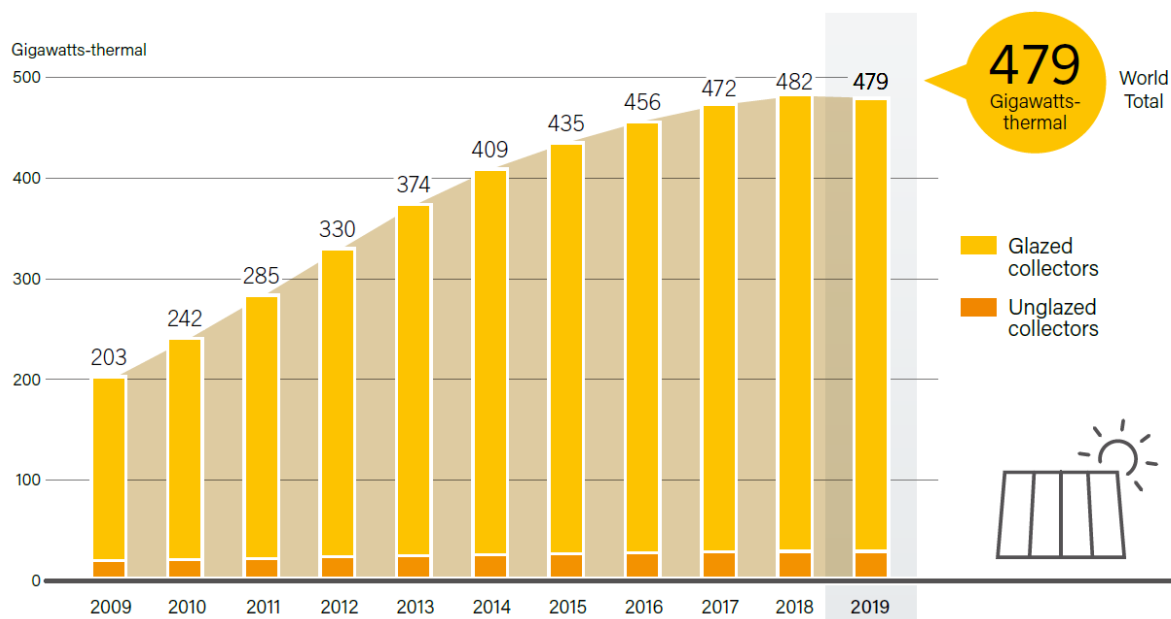


Figura 2.2- Capacidade global de coletores solares térmicos, para aquecimento de águas, de 2009 a 2019 [22].

Em 2019, na União Europeia (UE), Reino Unido e Suíça, o mercado solar térmico apresentou um crescimento de vendas, face a 2018, de cerca de 3,4 %. Portugal, por sua vez, aduziu um aumento de mercado de 8,8 %. Em 2019, a área coletora nacional, de coletores solares térmicos com cobertura de vidro, era de cerca de 1161902 m², o que equivale a 813331 kW_t de potência instalada² [23].

Normalmente, o principal componente de um sistema solar ativo de aquecimento é o coletor solar térmico [24], um tipo especial de permutador de calor que transforma a radiação solar em energia interna do meio de transporte. Nestes dispositivos, a radiação solar é convertida em calor que também é transferido para um fluido de trabalho frio, por exemplo, água, ar ou óleo, que escoar ao longo do coletor [25].

Segundo a tabela 2.1, os coletores solares térmicos podem classificar-se segundo o tipo de movimento: os estacionários ou não concentradores e os concentradores, em que se incluem os coletores que permitem o rastreamento do sol com um ou dois eixos. Os coletores de placas planas e de tubos de vácuo consideram-se como estacionários. Com os coletores de tubos de vácuo, é possível atingir-se temperaturas do fluido de trabalho superiores às que se obtêm nos coletores de placas planas. Os coletores parabólicos compostos (CPC) podem classificar-se quer como estacionários quer como concentradores. Tal se deve ao facto de existirem alguns dispositivos que mudam a sua orientação de acordo com a posição solar. Outros, mantêm-se estacionários durante todo o dia. Por sua vez, os coletores solares térmicos, cuja absorção é efetuada por ponto, permitem atingir as temperaturas mais elevadas. A energia térmica produzida nestes campos solares tem como finalidade principal a produção de eletricidade. No entanto, também é possível produzir apenas calor útil ou combinar a produção de ambos [26].

² Considera-se 1 m²=0,7 kW_t.

Tabela 2.1 – Coletores solares térmicos, adaptado de [27]

Movimento	Tipo de coletor	Tipo de absorção	Rácio de concentração	Intervalo de temperaturas indicativo (°C)
Estacionário	Coletor de placas planas (FPC)	Plano	1	30-80
	Coletor de tubos de vácuo (ETC)	Plano	1	50-200
	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	1-5	60-240
Rastreamento de um eixo	Coletor parabólico composto (CPC)	Tubular	5-15	60-300
	Refletor de Fresnel linear (LFR)	Tubular	10-40	60-250
	Coletor parabólico (PTC)	Tubular	15-50	60-300
	Coletor cilíndrico (CTC)	Tubular	10-85	60-400
Rastreamento de dois eixos	Refletor de disco parabólico (PDR)	Ponto	600-2000	100-1500
	Coletor de campo com helióstatos (HFC)	Ponto	300-1500	150-2000
Nota: O rácio de concentração é definido como a área de abertura dividida pela área de receção ou absorção do coletor.				

- **Coletores não concentradores**

Os coletores não concentradores utilizam a radiação global para a converterem em energia calorífica. São também, por vezes, designados de coletores estacionários, já que se mantêm fixos na sua posição, não acompanhando o movimento aparente do Sol [28]. Com o intuito de maximizar a radiação solar incidente, devem estar orientados para o Equador (caso se encontrem no hemisfério norte, devem estar orientados para o sul geográfico; se se situarem no hemisfério sul, a sua orientação deve ser para o norte geográfico). O ângulo de inclinação deve ser igual à latitude, com variações de mais ou menos 10° a 15°, consoante o tipo de aplicação para a qual a energia solar é mais necessária [29].

- **Coletores de placa plana**

Os coletores de placa plana podem ser projetados para aplicações que requerem fornecimento de energia a temperaturas moderadas. Sendo não concentradores, não necessitam de movimento consoante a posição do Sol, ou seja, são estacionários, convertem tanto a radiação difusa como a radiação direta, precisam de baixa manutenção e são mecanicamente mais simples do que os coletores concentradores [30].

Através da figura 2.3, é possível observar os componentes de um coletor de placa plana e, paralelamente, estudar o seu funcionamento. A radiação solar é transmitida através da cobertura transparente de vidro e assimilada pela placa absorvedora que possui um revestimento seletivo de elevada absorvidade. À placa estão ligados, ou são parte integrante, os tubos, que se encontram unidos nos dois topos por dois tubos principais, por onde entra e sai o fluido de trabalho. Por sua vez, a placa absorvedora está isolada, na parte inferior, por material isolante que se encontra contido na caixa [31].

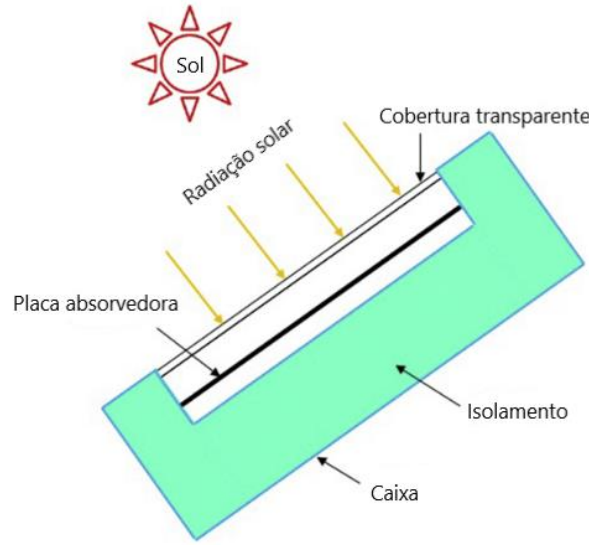


Figura 2.3 – Ilustração de um coletor de placa plana, em duas dimensões, adaptado de [31].

O rendimento térmico de um coletor solar térmico, η_{col} , pode ser obtido pela equação 2.1:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_{útil}}{\dot{I}_\beta \cdot A_{col}} = \frac{\dot{m}_{col} \cdot \overline{c_{p,col}} \cdot \Delta T_{col}}{\dot{I}_\beta \cdot A_{col}} \quad (2.1)$$

Onde:

$\dot{Q}_{útil}$ é a potência térmica útil transferida para o coletor solar térmico (diferença entre a potência térmica absorvida e de perdas),

$\dot{I}_\beta$ é a radiação solar global incidente na superfície do coletor,

A_{col} é a área coletora,

$\dot{m}_{col}$ é o caudal mássico de fluido no coletor,

$\overline{c_{p,col}}$ é o calor específico a pressão constante do fluido, à temperatura média entre a entrada e a saída do coletor solar térmico e

ΔT_{col} é a diferença de temperaturas do fluido entre a saída e a entrada do coletor.

Num coletor de placas planas, o rendimento pode ser afetado, de forma positiva, de diversas maneiras. O aumento da absorção da radiação solar, a diminuição das perdas térmicas para o ambiente e o aumento da transmissividade do vidro são algumas das causas responsáveis pelo seu incremento [32].

- **Coletores de tubos de vácuo**

Os coletores de tubos de vácuo, devido ao seu elevado desempenho e estabilidade térmica, quando comparados com os tubos de placas planas, são largamente utilizados em aplicações do setor residencial como a produção de águas quentes sanitárias e o aquecimento e arrefecimento ambiente [33]. Como é notório na figura 2.4, apesar de se conseguir atingir um rendimento máximo superior com coletores de placas planas, os coletores de tubos de vácuo apresentam maior rendimento para temperaturas mais elevadas.

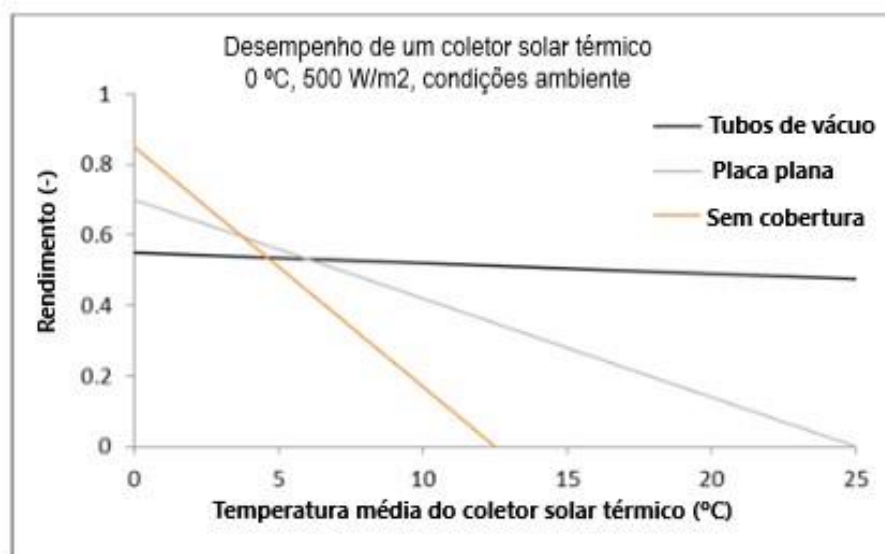


Figura 2.4 - Rendimento dos coletores em função da temperatura do coletor, para determinadas condições ambiente, adaptado de [34].

Em comparação com os coletores de placa plana, os coletores de tubos de vácuo apresentam alguns benefícios. Um deles é a diminuição de perdas por condução e convecção. Portanto, existe menor variação do rendimento na presença de vento e de baixas temperaturas. Os tubos de vácuo são fáceis de substituir no caso de algum se partir. Por sua vez, se o coletor de placa plana estiver danificado deve ser substituído na sua totalidade. Para se atingir o mesmo desempenho térmico, os coletores de tubos de vácuo exigem uma área coletora menor [35]. O custo inicial alto, a construção, o manuseamento complicado e a possibilidade de o tubo se poder partir devido ao choque térmico provocado pelas altas temperaturas, aquando da inexistência de fluido de trabalho nos tubos, são algumas das limitações deste tipo de coletores [36].

2.1.2 Solar Fotovoltaico

A eletricidade é um dos três componentes, juntamente com o aquecimento e os transportes, que mais fomenta a produção total de energia. Em 2019, a nível mundial, quase dois terços de eletricidade foram obtidos a partir de combustíveis fósseis, que são a maior fonte de emissão de dióxido de carbono (CO_2). Este gás é responsável pela emissão de cerca de dois terços de gases com efeito de estufa. Uma alternativa à obtenção de energia elétrica a partir de fontes convencionais é a sua produção a partir de fontes renováveis, através de, por exemplo, a utilização de tecnologias de conversão de energia solar fotovoltaica. Embora em 2019 a sua incorporação na *mix* da eletricidade tenha sido apenas de cerca de 3 % da produção, o seu peso tem sido cada vez maior. Por exemplo, no início da década passada, em 2010, o seu valor era de 0,15 % [37, 38].

Mesmo sem se ter em conta os custos externos dos combustíveis fósseis, a procura por energia solar fotovoltaica está a crescer, enquanto se torna, em cada vez mais locais, a mais competitiva fonte para a produção de eletricidade. Com recurso à figura 2.5, observa-se que a capacidade anual de energia solar fotovoltaica tem vindo a crescer mundialmente, tendo atingido em 2019 um valor de 627 GW de potência instalada. Poder-se-á referir que o mercado cresceu cerca de quase 12 %, em relação a 2018. Nesse ano registou-se um número anual de adições semelhante

a 2017. Verificou-se, também, que a procura aumentou na Europa, nos Estados Unidos e noutros mercados emergentes de todo o mundo. Esta procura suplantou a queda substancial de mercado a que se assistiu na China, o país com maior potência instalada no setor. A queda verificada justifica-se com a reestruturação das políticas, que está em curso, em relação ao mercado das “energias renováveis”. Não contabilizando os valores registados pela China, o mercado, globalmente, cresceu cerca de 44 %, em comparação com 2018 [22].

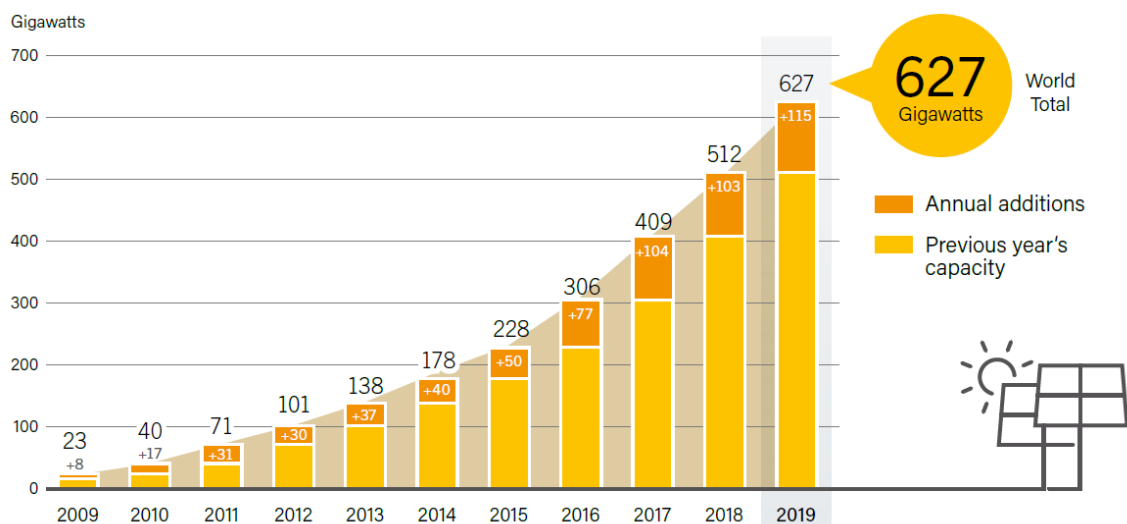


Figura 2.5 - Capacidade e adições anuais de energia solar fotovoltaica, de 2009 a 2019 [22].

Na UE, tal como a nível mundial, a maior fonte de energia utilizada para produção de eletricidade ainda é a dos combustíveis fósseis. Todavia, verifica-se o seu declínio desde 2008, altura em que estes eram responsáveis por mais de metade da produção (53,6 %). Em 2018, a quota registada foi de “apenas” 45,5 % do total de produção de eletricidade. Em sentido inverso, encontram-se as fontes renováveis de energia. Desde 2008 até 2018, o seu peso aumentou de 16,6 % para 28,5 %. Em 2018, a energia solar foi a terceira fonte renovável de energia que mais contribuiu para a produção de eletricidade, a seguir à hídrica e à eólica, com 4,1 % do total produzido, valor acima da média mundial [39].

Em Portugal, de acordo com dados disponibilizados pela Direção-Geral de Energia e Geologia (DGEG), em 2019 foi produzida cerca de 1342 GWh de eletricidade a partir de energia solar, o que equivale a 2,5 % dos 53154 GWh do total de eletricidade produzida. É possível observar, a partir da figura 2.6, que, em Portugal, a produção de eletricidade a partir de energia solar tem aumentado ao longo dos anos. Tal como na UE, é a fonte de energia em mais alto crescimento [12]. Por exemplo, em 2019, produziu-se no nosso país mais de um terço de eletricidade a partir da energia solar do que a que se tinha produzido em 2018.

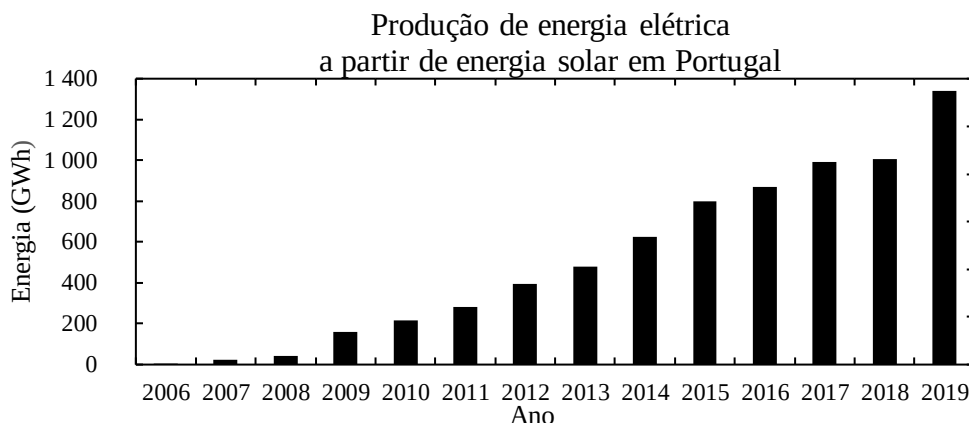


Figura 2.6 - Produção de energia elétrica a partir de energia solar, em Portugal, de 2006 a 2019³.

No anexo A, é possível consultar informação sobre alguns aspetos relacionados com os coletores solares fotovoltaicos, designadamente, o material utilizado na fabricação das células solares fotovoltaicas, processo de conversão de energia solar em eletricidade e variação do desempenho mediante as condições de operação verificadas.

2.1.3 Disponibilidade da radiação solar em Portugal

A radiação solar média que chega ao exterior da atmosfera terrestre está próxima de 1376 W/m^2 . À medida que a radiação solar passa a atmosfera, parte dela é refletida, difundida e absorvida. A radiação global que chega a uma superfície é, assim, atenuada e composta por radiação direta, que chega diretamente à superfície, radiação difusa e, eventualmente, radiação refletida pelas superfícies circundantes. No caso de superfícies horizontais, esta última parcela é nula [40].

As medições da radiação solar que chega às superfícies variam segundo a latitude do local, a estação do ano e a hora do dia, devido à posição do sol. As condições meteorológicas têm, igualmente, influência nos valores observados [41]. Para a medição da radiação global incidente numa superfície recorre-se a um piranómetro. Caso se pretenda medir apenas a radiação direta, utiliza-se um pireliómetro.

Na figura 2.7 encontra-se representada a distribuição da radiação solar global incidente em superfície horizontal no território nacional, determinada com base em séries de dados correspondentes a um período de quinze anos, entre 2001 e 2015. É possível observar que, no sul do país, a disponibilidade de radiação é maior do que no norte e centro de Portugal Continental. Também se nota que, no litoral norte, acima de Lisboa, a disponibilidade da radiação é, geralmente inferior à das zonas mais interiores do país. No litoral centro e norte de Portugal, além de a latitude ser maior do que no sul do país, existem períodos mais longos de nebulosidade, uma ocorrência maior de nevoeiros, água precipitável na atmosfera e outros fenómenos atmosféricos desfavoráveis à captação da radiação solar. É também nestas zonas, pelas mesmas razões, que a variabilidade anual da radiação solar é maior, sendo que, em todo o país, como seria de esperar, existe maior disponibilidade nos meses de arrefecimento que nos de aquecimento [42].

³ Gráfico realizado a partir de valores disponibilizados pela DGE, atualizados a 15 de outubro de 2020.

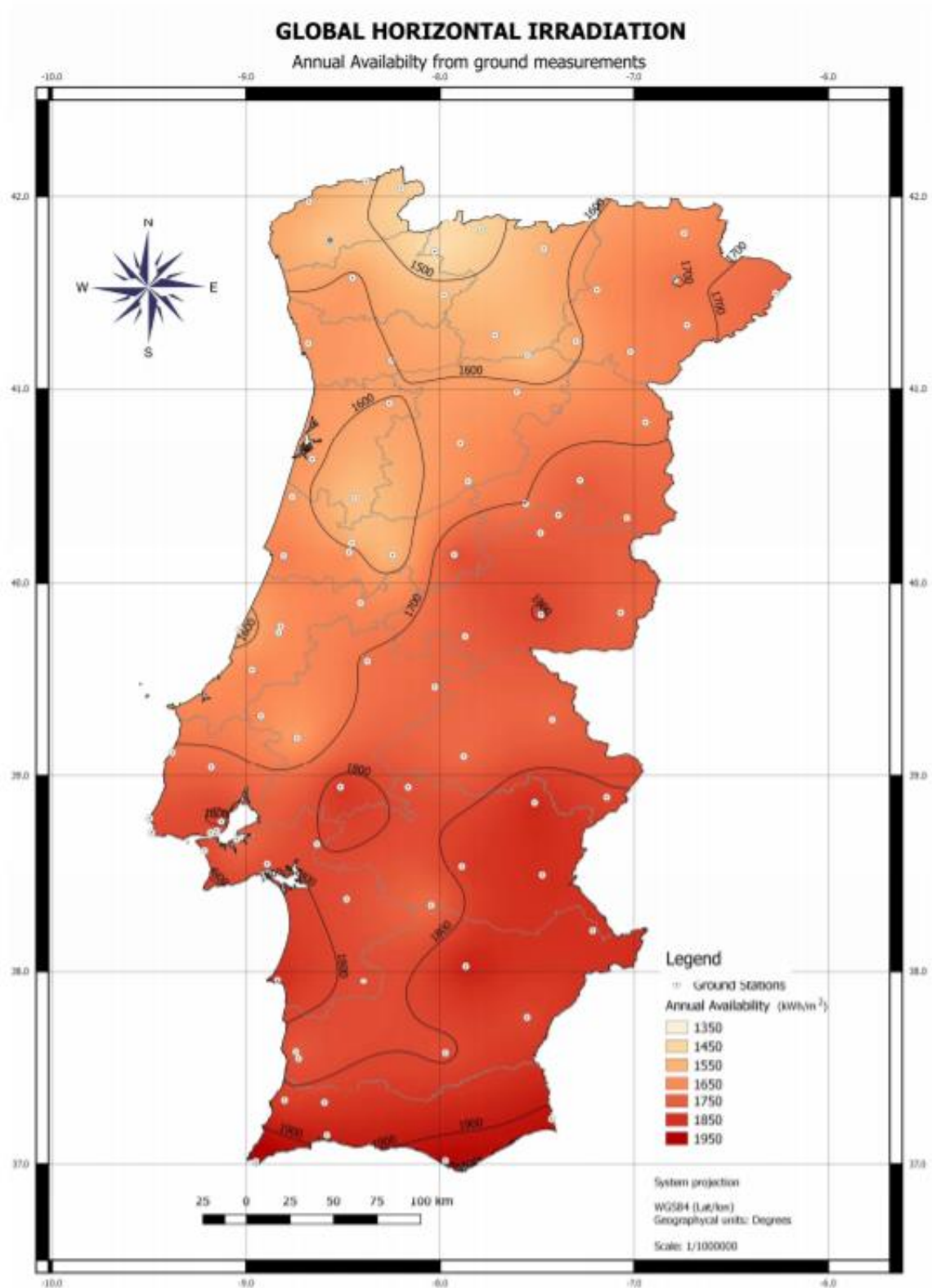


Figura 2.7 - Disponibilidade anual da radiação global solar em superfície horizontal em Portugal Continental [42].

Analisando a figura 2.8, que representa a distribuição da disponibilidade anual da radiação solar na Europa, é possível verificar que os países localizados na região mediterrânica a sul da Europa se encontram mais favorecidos em termos de radiação solar. Portugal, pertencente a esta zona geográfica, é dos países europeus mais afortunados neste campo.

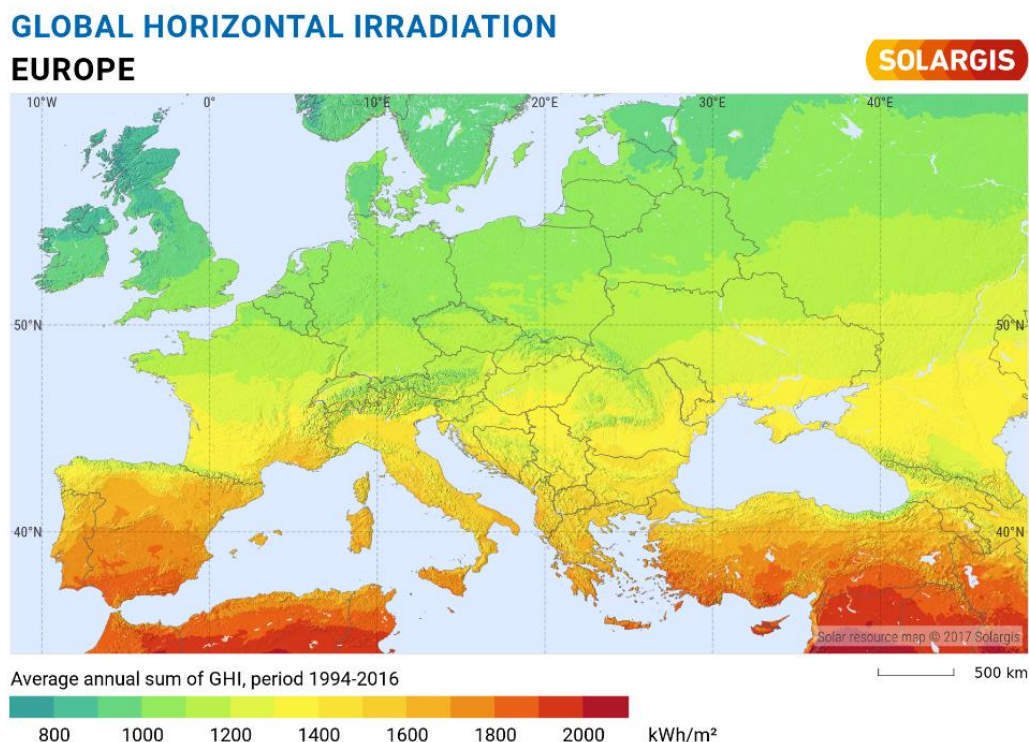


Figura 2.8 - Disponibilidade anual da radiação global em superfície horizontal na Europa, em kWh/m² [43].

2.2 Energia em Edifícios

2.2.1 Contexto Mundial e Europeu

Mundialmente, os edifícios e respetiva construção, em 2019, foram responsáveis pelo consumo de cerca de 35 % da energia total final. No setor residencial, onde a energia é necessária para, por exemplo, iluminação, produção de águas quentes sanitárias e aquecimento e arrefecimento ambiente, a energia final consumida representou 22 % do total mundial [44].

As emissões de CO₂ no setor dos edifícios, em 2019, considerando apenas a fase de operação, representaram cerca de 28 % do total mundial. No setor residencial, a sua percentagem foi de 17 % [44]. Os sistemas de aquecimento em edifícios são a aplicação que maiores emissões de CO₂ libertam para a atmosfera. Cerca de 45 % das emissões totais em edifícios deve-se a estes sistemas. Na última década, os avanços tecnológicos permitiram estabilizar as emissões de CO₂, apesar de um aumento na área total de aquecimento. Todavia, avizinha-se uma grande dificuldade na descarbonização no setor do aquecimento, pois os sistemas de aquecimento ainda dependem de mais de 55 % da energia final consumida proveniente de combustíveis fósseis [45].

Noutro sentido, encontram-se os sistemas de arrefecimento ambiente que, embora não representem um peso tão acentuado quanto os sistemas de aquecimento, são a aplicação com mais rápido crescimento no setor dos edifícios. O incremento da qualidade de vida, da temperatura média do planeta e da área de edifícios, que acontece sobretudo em regiões que requerem elevadas necessidades de arrefecimento, são algumas das causas do aumento da demanda de sistemas de arrefecimento ambiente [45].

A UE, alinhada com os compromissos globais definidos no Acordo de Paris, pretende atingir a neutralidade carbónica em 2050 [46]. Os edifícios, que são o local onde as pessoas passam a maior parte do tempo, são responsáveis por cerca de 40 % do consumo de energia e de 36 % da

emissão de gases com efeito de estufa, a nível europeu. Portanto, melhorar a eficiência energética deste setor é fundamental para se atingir o compromisso obtido[47].

No setor residencial, que representa cerca de 26,1 % do consumo de energia final, a aplicação que mais consome energia na UE é, tal como no resto do mundo, o aquecimento ambiente, com o peso de 63,6 % no consumo de energia final nos edifícios, em 2018. Por outro lado, o arrefecimento ambiente totaliza apenas 0,4 % do consumo de energia final neste setor [11] sendo, contudo, a aplicação com mais rápido crescimento, como já se referiu.

A pandemia do novo coronavírus provocou mudanças sem precedentes em vários aspetos da vida da população, o que alterou o paradigma energético e económico global. De facto, o confinamento obrigou a uma maior demanda de eletricidade no setor residencial, para uso, sobretudo, em eletrodomésticos e sistemas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (AVAC) durante o dia, levando a um uso maior de energia, fazendo aumentar o custo de vida das famílias. Além da procura de energia, o *mix* energético alterou-se. Por exemplo, na Europa, a energia proveniente de fontes renováveis para a geração de eletricidade aumentou o seu peso em relação à energia nuclear e ao gás natural [48].

No anexo B é exposta informação acerca da integração de fontes renováveis de energia em edifícios. Nele, além de se referir a importância da incorporação das tecnologias de conversão das fontes renováveis nos edifícios, são apresentados alguns aspetos arquiteturais e comparados os sistemas solares passivos e ativos.

2.2.2 Contexto e Legislação Portuguesa

Como referido no *Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050*, elaborado pelo Governo português, os edifícios, incluindo o setor residencial e de serviços, são responsáveis por cerca de 5 % das emissões de gases com efeito de estufa, a nível nacional [13]. De 1990 a 2015, ocorreu um aumento de quase 74 % do total de emissões, mas, devido a medidas de eficiência energética e à estagnação do crescimento económico e recessão nos anos mais recentes, assistiu-se a uma inversão na tendência das emissões totais, registando-se um decréscimo de 37 % no período entre 1990 e 2018 [49].

O Decreto-Lei n.º 101-D/2020, de 7 de dezembro de 2020, que transpõe para a ordem jurídica nacional a Diretiva EPBD-2 [1], “estabelece os requisitos aplicáveis à conceção e renovação de edifícios, com o objetivo de assegurar e promover a melhoria do respetivo desempenho energético” [2].

Entre as medidas propostas no diploma anteriormente referido, no ponto 1 do artigo 6.º, refere-se que, a partir da sua entrada em vigor em 1 de julho de 2021, “os edifícios novos devem ser edifícios com necessidades quase nulas de energia”. No n.º 2 do artigo 9.º encontram-se referidos os tipos de edifícios que, aquando da entrada em vigor da nova legislação, ficam isentos da aplicação dos requisitos do artigo 6.º [2].

Devido ao valor subjetivo que os termos “edifício novo” e “edifício com necessidades quase nulas de energia” por si só herdam, é conveniente atribuir uma definição objetiva a ambos, para efeitos do mesmo Decreto-Lei. Neste sentido, define-se um “edifício novo” como um edifício cujo primeiro processo de licenciamento ou autorização de construção tenha data de entrada do projeto de arquitetura, junto das entidades competentes, posterior a 1 de julho de 2021. No caso de isenção de controlo prévio, considera-se edifício novo se o primeiro projeto de arquitetura tiver data de elaboração posterior à entrada em vigor do Decreto-Lei. Por sua vez, um “edifício com necessidades quase nulas de energia” apresenta-se como um edifício com um desempenho energético muito elevado, determinado nas condições previstas no mesmo documento, sendo as necessidades de energia quase nulas ou muito pequenas cobertas, na sua maioria, por energia

proveniente de fontes renováveis preferencialmente locais ou, quando não for suficiente, com origem nas proximidades do edifício [2].

Como referido na Recomendação 2016/1318 da Comissão Europeia, de 29 de julho de 2016, embora a Diretiva Europeia EPBD estabeleça a definição-quadro de edifícios com necessidades quase nulas de energia, os Estados-Membros são responsáveis pela sua aplicação pormenorizada, aquando da transposição do artigo 9.º da Diretiva para a sua ordem jurídica nacional [50]. Em Portugal, a definição de um edifício nZEB é diferente para edifícios de habitação e para edifícios de comércio e serviços. No primeiro, os edifícios nZEB devem cumprir os requisitos presentes na Portaria n.º 98/2019, de 2 de abril de 2019. No caso dos edifícios de comércio e serviços, devem-se cumprir os requisitos presentes na Portaria n.º 42/2019, de 30 de janeiro de 2019.

Um dos fatores a ter em conta para se poder considerar um edifício de habitação como nZEB é o consumo de energia primária. Para ser assim considerado, tem de apresentar um valor das necessidades energéticas nominais de energia primária inferior ou igual a 50 % do seu valor máximo [51]. Em 2019, o consumo de energia primária, no setor residencial, totalizou cerca de 17,4 % do consumo energético total nacional [52].

O rácio do valor das necessidades nominais anuais de energia útil para aquecimento pelo seu valor máximo, ser menor ou igual a 50 %, é outro requisito que tem de ser cumprido para se poder considerar um edifício nZEB [51]. De facto, a energia final utilizada para aquecimento ambiente no setor residencial é a principal forma de utilização de energia na UE. Portugal é o segundo país da UE que, em 2018, percentualmente, utilizou menos a energia para este fim. Com efeito, a nível nacional, a energia utilizada para aquecimento e arrefecimento, que representou 28,8 % do consumo energético final no setor residencial, foi a segunda maior aplicação para a qual foi usada, sendo apenas superada pelo consumo de energia na preparação de refeições [11].

Portugal foi o sétimo país da UE que mais utilizou energia proveniente de fontes renováveis para fins de aquecimento e arrefecimento ambiente. O seu valor é de 41,6 % do total de energia consumida, correspondente a quase o dobro da média europeia, que se fixou nos 22,1 % [12]. Portugal, após a publicação da Resolução do Conselho de Ministros n.º 53/2020, de 10 de julho de 2020, que aprovou o *Plano Nacional Energia e Clima 2030*, traçou como objetivo atingir, em relação à percentagem de energia proveniente de fontes renováveis para aplicações de aquecimento e arrefecimento ambiente, uma quota de 41 % em 2020, de 45 % em 2025 e de 49 % em 2030 [53].

O último requisito a ser cumprido para se poder considerar um edifício residencial como um edifício nZEB é o de que pelo menos 50 % das suas necessidades anuais de energia primária têm de ser colmatadas por energia proveniente de fontes renováveis de energia [51]. Os sistemas de aproveitamento de “energia renovável” têm de possuir, todavia, os requisitos de eficiência, manutenção e qualidade, descritos no n.º 5 do Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação.

2.3 Sistemas de micro e poligeração

A produção de energia térmica e/ou elétrica em pequena escala, a partir de uma fonte renovável como o sol e o vento, é definida como microgeração [54]. De acordo com a diretiva 2012/27/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, quando existe “produção simultânea, num processo único” de energia mecânica ou eletricidade até 50 kW e de calor, fala-se num processo de micro-cogeração [55].

Existem algumas barreiras e motivações para a adoção de sistemas de microgeração. Os custos, nomeadamente o do capital elevado, o longo tempo de retorno do investimento e a falta de subsídio, são os principais fatores dissuasores da implementação destes sistemas. A falta de confiança no desempenho e fiabilidade destes sistemas, a necessidade inerente a algumas tecnologias de ocupação de uma grande parte do espaço de uma casa e a preocupação estética [56], são outros condicionalismos inerentes a este processo.

Em contrapartida, a possibilidade de poupar ou ganhar dinheiro através da diminuição do gasto em combustível e os benefícios ambientais são fatores encorajadores para o uso dos sistemas de microgeração. De facto, alguns utilizadores veem nela uma forma de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa, ao mesmo tempo que empregam uma tecnologia inovadora de baixa emissão de carbono [56]. O estudo [57] determinou os impactos ambientais de um sistema de microgeração para produção combinada de calor e eletricidade, através de um motor Stirling, integrado com tecnologia solar fotovoltaica e armazenamento elétrico instalado numa casa. Os resultados desse estudo foram comparados com os de um sistema convencional de energia. Concluiu-se que o sistema de microgeração, no geral, apresenta impactos ambientais significativamente menores que um sistema convencional, de valores que vão desde uma redução de 35 % no esgotamento de combustíveis fósseis a 100 % na ecotoxicidade terrestre.

Os sistemas de poligeração são sistemas energéticos capazes de obter pelo menos três formas de energia para consumo útil [58]. Para a conversão da energia nos produtos finais requeridos é necessária uma fonte, que pode ser, por exemplo, um combustível fóssil ou uma fonte renovável. Dependendo da fonte utilizada, é possível alcançar desde adicionais combustíveis sintéticos a químicos como a ureia, o amoníaco e o enxofre. A dessalinização e a purificação da água, processos consumidores intensivos de energia, são outras possíveis aplicações destes sistemas [59]. Não obstante, os principais produtos energéticos obtidos são o arrefecimento, o aquecimento e a eletricidade [58].

O uso eficiente de fontes primárias de energia, a elevada eficácia da tecnologia, serem “amigos do ambiente”, a possibilidade de empregar uma configuração que viabilize a utilização de fontes renováveis de energia e o equilíbrio da rede elétrica são alguns dos incentivos para a aplicação dos sistemas de poligeração. Pode-se, igualmente, conseguir uma interdependência entre os produtos energéticos finais, permitindo, nomeadamente, o possível ajuste do nível de produção de eletricidade através da variação do grau de produção de calor. Contudo, este facto provoca o aumento da complexidade do sistema, sendo necessárias técnicas sofisticadas para explorar o potencial da poligeração [60].

Nos subcapítulos seguintes serão analisados os sistemas de poligeração acionados por energia solar para obtenção de aquecimento, arrefecimento ambiente e eletricidade. O estudo é centrado em processos individuais para alcançar os produtos referidos, não considerando a interdependência entre as três formas de energia final referidas.

2.3.1 Sistemas Solares Térmicos para Aquecimento Ambiente

A figura 2.9 é uma representação esquemática de um sistema solar para aquecimento ambiente, que utiliza água como fluido de transferência de calor para o ar do espaço a aquecer. É possível observar também que o mesmo sistema permite a produção de águas quentes para outros consumos que não o aquecimento do espaço. Para tal, a água proveniente da rede é previamente aquecida pela água do tanque de armazenamento térmico. Paralelamente, está representado um sistema auxiliar de fornecimento de energia térmica, necessário para garantir que a água seja fornecida à carga pretendida com elevada fiabilidade e se evite o sobredimensionamento do sistema solar [61].

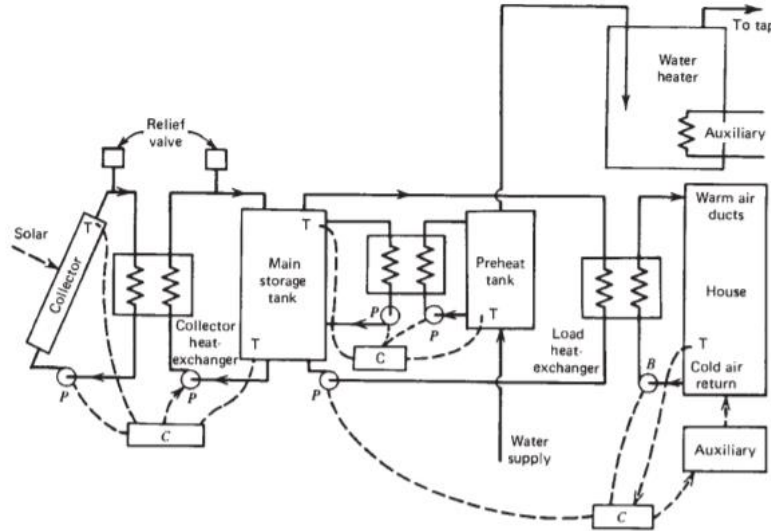


Figura 2.9 - Representação esquemática de um sistema solar, de base líquida, para aquecimento ambiente e produção de águas quentes sanitárias [62].

No sistema solar representado esquematicamente na figura 2.9, o líquido aquecido no circuito dos coletores transfere a sua energia térmica para o tanque de armazenamento térmico através de um permutador de calor.

Por sua vez, o armazenamento térmico é essencial para responder às necessidades de energia aquando da inexistência da radiação solar, quer devido à intermitência e transiente característica do recurso, quer como consequência da discrepância entre o período em que a energia é fornecida e a demanda é necessária.

Os tanques de armazenamento térmico são uma técnica que permite armazenar energia térmica em excesso e utilizá-la, quando é necessário, para fins de aquecimento e arrefecimento. Inicialmente, existe uma fase de carregamento, que acontece quando uma fonte de energia está disponível. Segue-se a fase de armazenamento e, por fim, ocorre a fase de descarga de energia por parte do material de armazenamento, normalmente quando a fonte energética não fornece energia [63]. O calor pode ser armazenado na forma sensível, latente ou termoquímica. Porém, devido à falta de soluções disponíveis no mercado, aos custos elevados do material e ao desconhecimento do seu tempo de vida, as principais formas de armazenamento térmico são através da via sensível e latente [64].

O ciclo de armazenamento de calor sensível depende da capacidade calorífica do material de armazenamento térmico em conduzir os processos de carga e descarga, através de uma subida e descida de temperaturas. A este tipo de armazenamento de calor dá-se o nome de sensível, pois o ciclo apresenta uma mudança aparente de temperatura [65]. A energia calorífica armazenada, Q_{arm} , determina-se através da equação 2.2:

$$Q_{arm} = m_{arm} \cdot \overline{c_{p_{arm}}} \cdot \Delta T_{arm} \quad (2.2)$$

Onde:

m_{arm} é a massa do material de armazenamento térmico,

$\overline{c_{p_{arm}}}$ é o calor específico a pressão constante do material de armazenamento térmico, à temperatura média entre o estado inicial e o estado final, e

ΔT_{arm} , é a diferença de temperaturas registadas entre o estado final e o estado inicial do armazenamento térmico.

Os materiais para fins de armazenamento térmico devem ser baratos, ter uma elevada capacidade térmica e possuir uma taxa de libertação e absorção de calor elevada, que é função da difusividade térmica. Os materiais utilizáveis tanto podem ser sólidos (designadamente, betões e cerâmicos moldáveis pois apresentam boa condutividade térmica e baixo preço) como líquidos (especificamente, a água, o óleo, o sódio e os sais fundidos) [66].

Os tanques de água são o sistema de armazenamento de calor sensível mais utilizado e estudado. Podem ser feitos de betão, ferro, ferro fundido ou plástico e devem ser isolados para minimizar perdas térmicas. As pontes térmicas também devem ser evitadas, pois podem aumentar as perdas. O fenómeno da estratificação ocorre nestes tanques e é provocado pela diferença de densidades da água que, com o aquecimento, diminui. A água quente desloca-se para o topo e a água fria para baixo. Os diferentes níveis de estratificação podem ser aproveitados para melhorar a eficiência dos coletores solares e para se produzir mais calor do que com um tanque de armazenamento com a água a uma temperatura uniforme. A implementação de estruturas de estratificação permite melhorar a estratificação da água dos tanques [67].

Já o material de armazenamento térmico por calor latente, denominado, usualmente, por material de mudança de fase (PCM), caracteriza-se por apresentar uma temperatura quase constante, ocorrendo uma mudança de fase de um estado físico para outro. As mudanças de fase, que acontecem a temperatura constante consoante a libertação ou absorção de energia, podem ser sólido-sólido, sólido-gás, líquido-gás e sólido-líquido. A solução sólido-líquido, por apresentar uma pequena variação de volume e uma boa relação custo-benefício, é uma solução usualmente utilizada para armazenamento térmico [63]. No caso do armazenamento de calor latente, a energia calorífica armazenada, Q_{arm} , pode ser calculada pela equação 2.3:

$$Q_{arm} = m_{PCM} \cdot \Delta h_{PCM} \quad (2.3)$$

Onde:

m_{PCM} é a massa de PCM e

Δh_{PCM} é a diferença de entalpias registadas entre o estado final e o estado inicial do material de armazenamento térmico (engloba a diferença de entalpias associada ao armazenamento sensível e latente).

Para a utilização operacional eficiente, os PCM devem: possuir calor latente de fusão, densidade, condutividade térmica e calor específico elevados; ter uma variação de volume pequena, aquando da mudança de fase; não serem corrosivos, inflamáveis nem tóxicos; serem baratos e apresentarem estabilidade química. Os PCM, cuja mudança de fase ocorre entre o estado sólido e líquido, classificam-se em orgânicos, inorgânicos e eutéticos [68].

É igualmente possível observar, na figura 2.9, um permutador de calor entre o circuito da água do tanque e o do espaço. O fito deste permutador de calor é o de transferir a energia térmica do sistema solar para a sala, através do aquecimento de ar em movimento. Outra possível alternativa conta unicamente com a água quente para aquecimento do espaço, por exemplo, através de soluções de pavimento radiante.

2.3.2 Sistemas Solares Térmicos para Arrefecimento Ambiente

As tecnologias de conversão de energia solar são uma opção ideal para se conseguir o arrefecimento de espaços, visto que às horas de maior procura de arrefecimento está disponível radiação solar adequada [69]. As cargas de arrefecimento devem ser reduzidas através de sistemas solares passivos. No entanto, as cargas térmicas que não conseguem ser colmatadas com estes sistemas podem ser vencidas através de sistemas de refrigeração solar. Utilizam-se unidades convencionais de refrigeração, recorrendo a processos térmicos ou a energia elétrica fornecida por sistemas fotovoltaicos ou híbridos [70], como é possível visualizar na figura 2.10. Esta figura tipifica, dentro dos processos térmicos, os sistemas de refrigeração como de sorção, o que inclui sistemas de absorção, adsorção e dessecantes, quer sólidos quer líquidos, e sistemas termomecânicos, tais como o ciclo de Rankine e de ejetor. É no estudo do ciclo de ejetor que esta secção se centra.

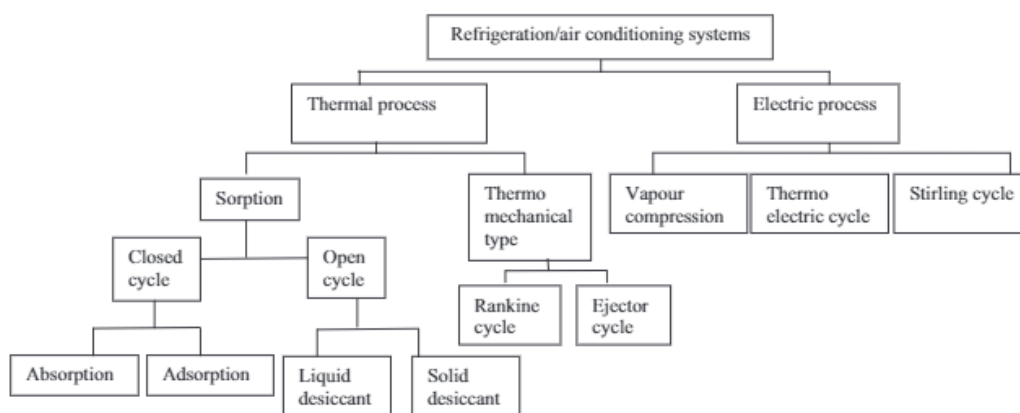


Figura 2.10 - Diferentes sistemas de refrigeração que se podem usar na poligeração [71].

O arrefecimento através de um ejetor movido a energia solar aparenta ser uma promissora alternativa aos sistemas de absorção. São estruturalmente simples, têm custo relativamente baixo, flexibilidade em termos de seleção do fluido de trabalho e necessitam de escassos requisitos de manutenção. Por outro lado, apresentam um coeficiente de desempenho (COP) de arrefecimento mais baixo do que as tecnologias de absorção, pelo que, durante as últimas duas décadas, tem sido desenvolvido um esforço para aumentar o seu desempenho [72].

A figura 2.11 (a) é uma representação esquemática de um ciclo genérico de ejetor, cuja energia térmica é fornecida por um sistema solar térmico. O gerador transfere energia térmica do circuito dos coletores, que inclui os coletores solares térmicos e o tanque de armazenamento (já descritos anteriormente) para o fluido de arrefecimento. No ciclo de ejeção, para o correto funcionamento, além das tubagens e do fluido de arrefecimento, adicionalmente é necessária a existência de um evaporador, um condensador, uma bomba, uma válvula de expansão e um ejetor, tal como indicado na figura 2.11(a).

A evolução termodinâmica do ciclo de ejeção, visível no diagrama temperatura-entropia (T-s) da figura 2.11(b), auxilia na descrição dos processos termodinâmicos envolvidos num ciclo genérico de ejetor. Após receber calor proveniente do sistema solar térmico no gerador, o fluxo de fluido frigorigéneo proveniente do gerador (fluxo principal) entra no ejetor como vapor sobreaquecido a alta pressão (2). Este, por arrasto, origina um fluxo proveniente do evaporador (fluxo secundário) que entra no ejetor como vapor (4).

Ambos se misturam na câmara de mistura e saem a uma temperatura e pressão intermédia, também como vapor (5). No condensador, o fluido de trabalho que deixa o ejetor condensa e

torna-se líquido (6), através da transferência de calor com um fluido que entra no permutador de calor referido a uma temperatura mais baixa.

Posteriormente, o escoamento do fluido frigorígeno divide-se para o evaporador onde, devido à válvula de expansão, expande isentalpicamente (3), e para a bomba, que induz um aumento de pressão no fluido (1). No evaporador, o fluido frigorígeno arrefece outro fluido que vai permitir o arrefecimento do espaço a climatizar. O ciclo recomeça com o aquecimento do fluido frigorígeno no evaporador (4) e no gerador (2). Os processos termodinâmicos no evaporador, no condensador e no gerador ocorrem a pressão constante.

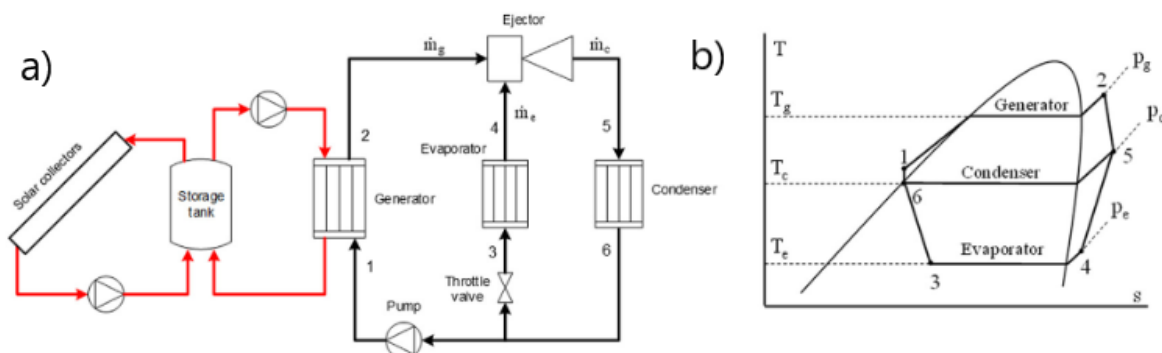


Figura 2.11 - a) Representação esquemática de um ciclo genérico de ejetor, com energia térmica fornecida por um sistema solar e b) e evolução termodinâmica do ciclo no diagrama T-s [73].

O ejetor é o componente essencial de um ciclo de arrefecimento de ejeção, pois determina o caudal mássico de fluido frigorígeno e a pressão de condensação. Em outros termos, é ele que determina a capacidade de arrefecimento e de rejeição de calor, respetivamente [74]. Este compressor térmico tem duas entradas: numa, entra o fluido principal pelo bocal⁴ a alta pressão (pressão principal); na outra, o escoamento secundário, por arrasto, entra no ejetor a baixa pressão (pressão secundária). Dentro do ejetor, ambas as correntes se misturam e saem a uma pressão intermédia, denominada contrapressão. Os diferentes ejetores podem ser classificados segundo a geometria do bocal, a posição da saída do bocal e o número de fases do fluido refrigerante no ejetor [75].

Na figura 2.12 (a), está representado um diagrama esquemático de um ejetor supersónico, no qual é visível um bocal convergente-divergente, uma câmara de sucção, uma secção convergente, uma câmara de mistura de secção constante e um difusor por onde o fluido deixa o ejetor. Na figura 2.12 (b), está representado o esquema de um ejetor de geometria variável.

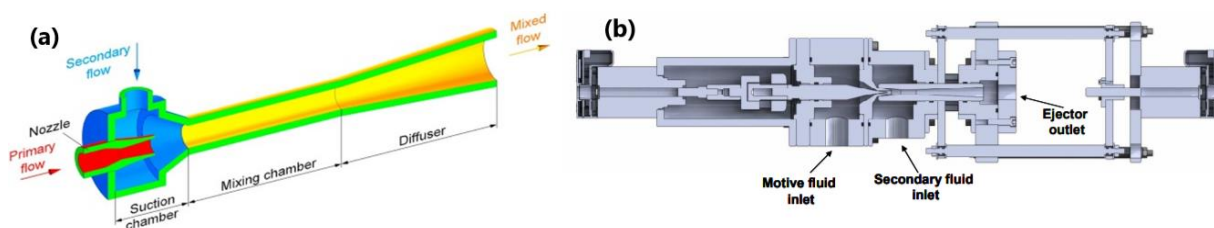


Figura 2.12 – (a) Representação esquemática de um ejetor supersónico [76] e (b) representação esquemática de um ejetor de geometria variável.

⁴ Usualmente o bocal é designado por *nozzle*.

De acordo com a geometria do bocal, caso a sua forma seja convergente, o ejedor trabalha, no máximo, num regime sónico. Se a forma assumir um perfil convergente-divergente, o fluido pode atingir velocidades supersónicas. Nestas condições, o fluxo principal consegue arrastar grande quantidade de fluxo secundário, devido à baixa pressão na saída do bocal e à elevada quantidade de movimento transferida. Nos ciclos de refrigeração de ejeção, os ejedores supersónicos são os mais utilizados [75].

Na determinação do desempenho de um ejedor num ciclo de refrigeração, existem diversos parâmetros para a sua identificação. O COP é calculado a partir da equação 2.4, através do rácio entre a potência de arrefecimento (ou capacidade de arrefecimento, $\dot{Q}_e$) e a potência total fornecida para acionamento do ciclo:

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_b} \approx \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (2.4)$$

Onde $\dot{Q}_g$ é a potência térmica fornecida pelo gerador e $\dot{W}_b$ é a potência mecânica da bomba, que geralmente é desprezável comparado com $\dot{Q}_g$ [77]. A $\dot{Q}_e$ é calculada pela equação 2.5, tendo em conta o caudal mássico secundário, $\dot{m}_e$, e a diferença de entalpias entre a saída, $h_{e:sai}$, e a entrada, $h_{e:ent}$, do evaporador. Por sua vez, a $\dot{Q}_g$ é calculada pela equação 2.6, tendo em conta o caudal mássico principal, $\dot{m}_g$, e a diferença de entalpias entre a saída, $h_{g:sai}$, e a entrada, $h_{g:ent}$, do gerador:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e \cdot (h_{e:sai} - h_{e:ent}) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot (h_{g:sai} - h_{g:ent}) \quad (2.6)$$

O rácio de arrasto, λ , definido pela equação 2.7,

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (2.7)$$

indica que, quanto mais alto for o seu valor, mais quantidade de vapor a baixa pressão pode ser recuperada [78]. Este rácio é uma medida que permite avaliar a eficiência do ciclo de refrigeração.

Outro indicador é a contrapressão crítica, que se define como a contrapressão máxima para que não exista diminuição do λ , isto é, a pressão com que o fluido secundário pode ser arrastado sem que o λ diminua [74, 78].

Nos gráficos da figura 2.13 (que representam, no caso (a), a variação do $\dot{m}_e$ com a contrapressão, para uma dada pressão principal, e no caso (b), a variação do $\dot{m}_e$ e $\dot{m}_g$ com a pressão principal, para uma contrapressão constante) é possível observar a existência de três zonas distintas. Na zona crítica ocorre um estrangulamento quer do escoamento do fluido principal, quer do secundário. Neste caso, tanto o COP como a $\dot{Q}_e$ se mantêm constantes. Aumentando a contrapressão, com recurso ao gráfico 2.13(a), visualiza-se que, até se atingir a contrapressão crítica, o $\dot{m}_e$ mantém-se constante e, conseqüentemente, o λ .

No entanto, ultrapassada a contrapressão crítica, a onda de choque move-se para a câmara de mistura e apenas o escoamento principal está estrangulado. A onda de choque, interage com a mistura e o fluxo principal torna na câmara de sucção. Nesta zona, os ejetores são influenciados pela contrapressão e, com o aumento desta, veem o λ , o COP e a $\dot{Q}_e$ diminuídos. Eventualmente, o $\dot{m}_e$ cai para zero e ocorre uma inversão do fluxo principal, em direção ao evaporador, causando um funcionamento defeituoso do ejetor [75, 79].

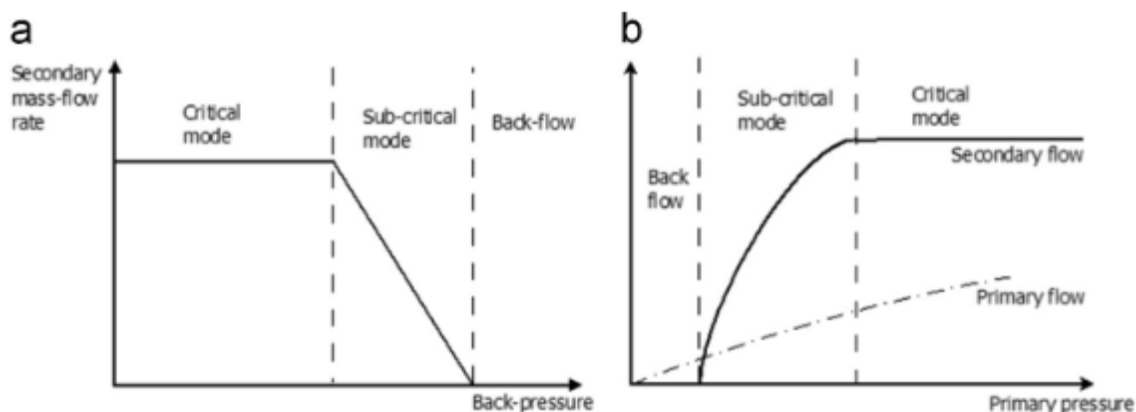


Figura 2.13 - Modo operacional de um ejetor supersônico (a) pressão principal imposta; (b) contrapressão imposta [75].

Quanto à posição de saída do bocal, duas configurações comuns são os ejetores de mistura a pressão constante e os ejetores de mistura a área constante. Nos primeiros, a saída do bocal situa-se na câmara de sucção e assume-se que a mistura dos fluidos principal e secundário ocorre a pressão constante. Nos ejetores com mistura a área constante, a mistura ocorre na câmara de mistura, que tem uma área constante [75, 80].

Segundo o estudo [81], a posição de saída do bocal afetou quer o λ , quer a contrapressão crítica, descobrindo-se que, na posição ótima (6 cm desde o plano de entrada da secção convergente, em direção à câmara de mistura – ver figura 2.12), foi possível aumentá-los em 5 % e 12 %, respetivamente. Assim, é possível concluir que, tendo em conta as condições de operação, existe uma posição ótima da saída do bocal, pelo que um ejetor com um bocal móvel, permite uma flexibilidade da posição de saída, conseguindo-se maximizar o desempenho do ejetor para diferentes condições de operação [79].

O rácio das áreas, RA , entre a secção de área constante e a garganta do bocal, é um importante fator geométrico que afeta o desempenho do ejetor. Geralmente, aumentando o RA , o λ também aumenta, diminuindo, todavia, a contrapressão crítica. Dependendo das condições de operação, existe um valor ótimo, que pode ser definido como o RA que permite que o ejetor opere no modo crítico [82].

No caso de sistemas cuja fonte de energia térmica é a energia solar, existe uma certa variabilidade, tanto no lado do gerador como do condensador e, portanto, as condições de operação não estão bem definidas. Com o objetivo de ajustar o ejetor às condições de operação pode-se utilizar um fuso⁵, que permite alterar o RA . Quando o ejetor se move em direção à câmara de mistura, a área da garganta do bocal é reduzida, o que, consequentemente, aumenta o RA [81].

⁵ Usualmente, o fuso é designado por *spindle*.

De acordo com a inclinação da linha de vapor saturado no diagrama T-s, o fluido de trabalho pode classificar-se como húmido, caso a inclinação da linha seja negativa (baixa complexidade molecular), como isentrópico, caso a inclinação da linha seja aproximadamente vertical, e como seco, caso a inclinação da linha seja positiva (elevada complexidade molecular) [75].

Para a escolha do fluido a utilizar, deve-se ter em conta os requisitos em termos de segurança, economia, impacto ambiental e propriedades termofísicas. Assim sendo, pretende-se que o fluido seja “amigo do ambiente”, quimicamente estável, não-corrosivo, não-tóxico, não explosivo, económico e esteja disponível no mercado. Algumas propriedades termofísicas que o fluido deve possuir são o elevado calor latente de vaporização, que permite reduzir o caudal por unidade de $\dot{Q}_e$, propriedades de transporte que aumentem a transferência de calor e uma pressão do fluido na temperatura do gerador não muito elevada. Deve-se atender ao facto de que utilizar fluidos com massa molecular mais baixa requer ejetores comparativamente maiores para o mesmo sistema e leva, ainda, a uma diminuição do λ e da eficiência do ejetor [79].

2.3.3 Sistemas Solares Fotovoltaicos

Como referido no anexo A, as células solares fotovoltaicas convertem a radiação solar em corrente contínua (CC). Um gerador fotovoltaico é, internamente, uma fonte de corrente não-linear com limitação de potência, que tem propriedades como corrente e tensão constantes, dependendo do ponto de operação [83]. Assim, é possível ser usado para mover bombas elétricas, frigoríficos e outros dispositivos [84] que necessitem de corrente contínua.

Contudo, caso seja necessário ligar o sistema à rede elétrica ou operar aplicações que requeiram corrente alternada (CA), é indispensável um inversor, dispositivo fundamental nos sistemas fotovoltaicos [84, 85]. As unidades de condicionamento de potência são essencialmente constituídas por conversores CC/CC e por inversores CC/CA. Em termos de configuração, as partes da CA e da CC estão conectadas, respetivamente, à rede ou à carga CA e ao gerador fotovoltaico [86].

Para maximizar a potência elétrica produzida, o sistema pode operar no ponto de máxima potência ou quase [84]. Os sistemas solares fotovoltaicos são bastante sensíveis a variações de temperatura, pelo que, algumas vezes, é difícil o sistema operar no ponto ótimo. Para se atingir esse fim, recorre-se a técnicas de rastreamento do ponto máximo de potência, usadas para controlar os conversores CC/CC. Estes conversores são um importante elemento na otimização de um sistema solar, na medida em que permitem uma interação entre o gerador fotovoltaico e a carga adaptada [87]. Resumidamente, os conversores de potência permitem manter a apropriada impedância entre o gerador fotovoltaico e a carga, a partir da redução ou do aumento da tensão produzida, convergindo assim para o ponto de tensão que garanta o máximo de potência [87, 88].

As baterias são um tipo de armazenamento de energia química baseado em dois elétrodos com diferentes afinidades eletrónicas [89]. Nos sistemas fotovoltaicos, é possível conectar um destes dispositivos, que vai ser carregado quando a energia produzida pelo gerador fotovoltaico for excessiva para as necessidades de eletricidade e descarregado quando o gerador não produzir energia suficiente [84].

Cada bateria deve ser escolhida tendo em conta as vantagens e desvantagens em termos de eficiência, custo, energia e densidade de potência. Por norma, as baterias devem ser utilizadas para armazenamento a curto prazo devido às perdas associadas à auto descarga. O seu desempenho diminui com o aumento do número de ciclos. A nível económico, o custo das baterias e o da sua substituição são os fatores mais consideráveis, enquanto os custos de operação e manutenção são menos significativos. Operacionalmente, as baterias têm tempos de resposta quase instantâneos, o que é uma ferramenta valiosa para melhorar a estabilidade da

rede. Estruturalmente, são modulares, o que permite a flexibilidade em termos de localização [89].

Os sistemas solares fotovoltaicos podem ser implementados em sistemas distribuídos de energia que permitem a interligação entre cargas, denominados microrrede. Uma microrrede pode utilizar quer CC quer CA. No caso de utilizar CC, o inversor CC/CA deixa de ser necessário, reduzindo perdas e custos. No entanto, com CA, é possível transmitir alta tensão a grandes distâncias com um esquema simples de proteção, operar máquinas rotativas em fábricas e mudar o nível de tensão com transformadores [90].

Durante a operação, os sistemas podem estar conectados à rede (*on-grid*) ou trabalharem isolados (*off-grid*). Em *off-grid*, a autossuficiência leva a um sobreinvestimento nos sistemas distribuídos, para ser possível satisfazer a todas as necessidades. Neste sentido, os sistemas *on-grid* podem ser usados como suporte nos períodos em que a potência produzida seja baixa [90]. Estes sistemas podem ser instalados com contadores bidirecionais, o que permite fornecer energia à rede quando é produzida em excesso, ao mesmo tempo que é possível utilizar energia proveniente da rede, quando a que é produzida pelo gerador fotovoltaico é insuficiente. Isto permite diminuir a quantidade de energia comprada e, consecutivamente, o preço da eletricidade [84].

3 Instalação experimental

3.1 Caracterização geral do sistema POLYSOL

O sistema de poligeração denominado POLYSOL localiza-se na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), na cobertura do edifício L, sendo constituído por um espaço de teste que se pretende climatizar, com 15 m² de área e pé direito de 2,5 m, com inércia térmica quase inexistente. As necessidades de aquecimento, arrefecimento e eletricidade são colmatadas por um sistema de poligeração acionado a energia solar. Existem sistemas de armazenamento, quer térmico quer elétrico, necessários em face da variabilidade do recurso solar e da discrepância temporal existente entre a obtenção de energia térmica e o seu consumo.

A figura 3.1 é uma representação em três dimensões do sistema POLYSOL. Na sala das máquinas existe uma bomba de calor que funciona com um ejetor de geometria variável (VGE) capaz de responder às necessidades de aquecimento e arrefecimento do espaço de teste. Para a obtenção de energia térmica a partir da energia solar, utilizam-se coletores solares térmicos de tubos de vácuo. A energia térmica pode ser armazenada em dois tanques de diferentes volumes. Recorre-se a um ventiloconvector (que se pode designar por *fan-coil*) para a transferência de calor para o ar do espaço de teste com recurso a um fluxo de água quente ou fria, dependendo do tipo de necessidade. Os painéis fotovoltaicos permitem a obtenção de energia elétrica, que pode ser armazenada com recurso a uma bateria. O controlo e a gestão do sistema são fatores fundamentais para se conseguir avaliar o desempenho do protótipo experimental.

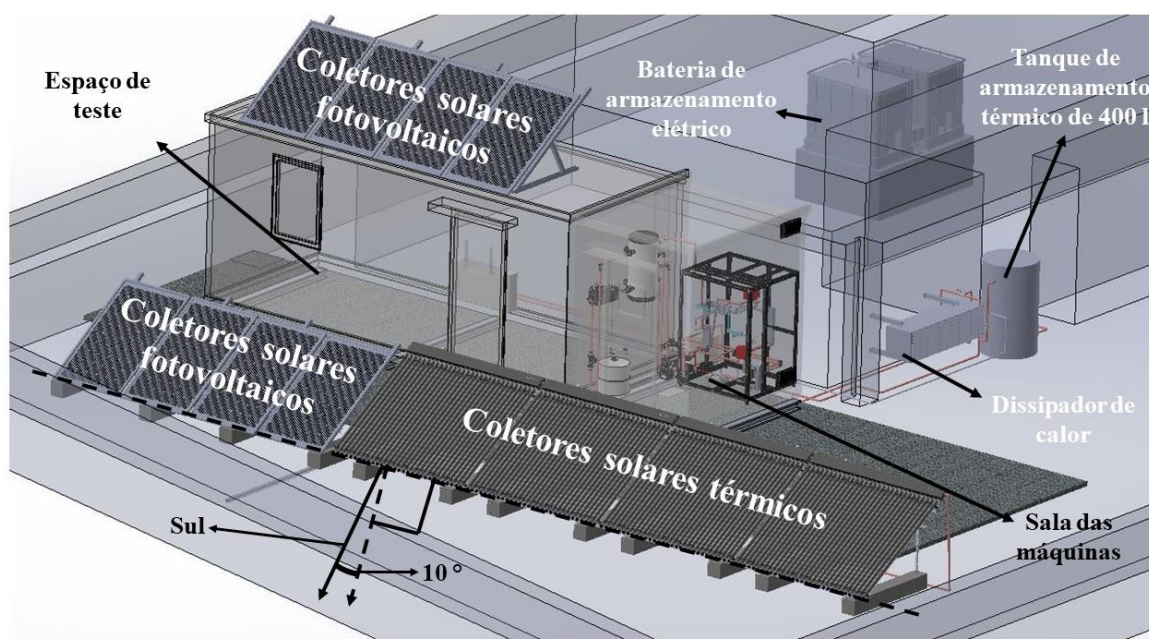


Figura 3.1 – Representação em três dimensões da instalação experimental de poligeração POLYSOL.

3.2 Descrição do subsistema térmico

Neste subcapítulo procede-se à descrição do subsistema térmico que permite aquecer ou arrefecer o espaço de teste. A análise passa, inicialmente, pela exposição do funcionamento do subsistema que contém água como fluido de transferência de calor. Seguidamente, analisa-se o modo de operação do ciclo de ejetor e conclui-se com a explanação dos demais elementos individuais do subsistema térmico.

O subsistema representado detalhadamente na figura 3.2 utiliza água no estado líquido como fluido de transferência de calor, possibilitando o arrefecimento ou o aquecimento do espaço de teste, através da passagem de água fria ou quente, respetivamente, por um ventilador convectivo.

A **Bomba 1**, quando acionada, permite que a água circule desde uma cota localizada num ponto inferior no tanque de armazenamento térmico mais pequeno (com volume de 50 l) até aos coletores solares de tubos de vácuo, retornando a um ponto do tanque com uma altura superior à da sua saída. Esta diferença de cotas deve-se ao aproveitamento da estratificação do sistema de armazenamento para promover a entrada de água a uma temperatura mais baixa nos coletores, o que aumenta o respetivo rendimento. O circuito dos coletores possui válvulas de corte que, quando fechadas, inviabilizam a circulação de água. Durante o funcionamento da **Bomba 1**, as válvulas mencionadas devem, pois, estar abertas. Se não, ocorre um aumento de pressão que, quando excessiva, pode danificar a instalação. Como o movimento do fluido é originado pelo trabalho fornecido por uma bomba, o sistema solar caracteriza-se como forçado.

A água quente proveniente dos coletores solares térmicos e armazenada no tanque de 50 l pode ser utilizada, inclusive, para pôr em funcionamento um ciclo frigorífico. Como é perceptível na figura 3.2, o acionamento da **Bomba 2** faz chegar a água mais quente do topo do tanque até ao gerador. Neste dispositivo transfere-se calor desde a água para o fluido frigorífero do ciclo de ejeção. No circuito da água do gerador existem válvulas de corte, drenagem e redução de pressão. Estas últimas têm a função de manter a pressão do escoamento na entrada de um equipamento num valor seguro abaixo do seu ponto de rutura [91]. O calor pode também ser armazenado noutro tanque de armazenamento térmico de maiores dimensões (com volume de 400 l) e, conseqüentemente, utilizado de forma útil.

A inserção da água no subsistema térmico pode ser realizada com recurso a água proveniente de um reservatório (que se encontra no próprio edifício da FEUP) ou da rede. A água proveniente do reservatório serve para arrefecimento do fluido frigorífero no condensador. Nesta situação, a água torna ao reservatório circulando em circuito fechado, o que evita que se desperdice. Não obstante, a água não está tratada, ao contrário da água da rede, podendo existir resíduos que comprometam o correto funcionamento do sistema. Deste modo, para carregar todo o subsistema com água, quando esta não existe na instalação ou é insuficiente, deve-se optar pela água proveniente da rede pública.

O ciclo de ejeção, representado esquematicamente na figura 3.3, utiliza como fluido de arrefecimento isobutano (denominado por R600a). O fluxo deste fluido proveniente do gerador (fluxo principal) entra no ejetor como vapor sobreaquecido a alta pressão, depois de receber energia térmica proveniente dos coletores solares térmicos, através do gerador. Por sua vez, o fluxo de isobutano oriundo do evaporador (fluxo secundário), no estado de vapor a baixa pressão e temperatura, é arrastado pelo escoamento principal e entra no ejetor. A mistura destes dois escoamentos sai do ejetor a uma pressão e temperatura intermédia, igualmente como vapor. O calor do fluido à saída do ejetor é rejeitado para o exterior através de uma troca calorífica com água no condensador.

Para se garantir que apenas há isobutano no estado líquido à entrada da bomba no gerador existe um separador de vapor à saída do condensador. Antes da entrada no gerador, há uma bomba que, quando ativada, permite a circulação de isobutano no circuito e, portanto, o funcionamento do ciclo. Ora, a bomba proporciona um aumento de pressão no gerador. A válvula de expansão,

além de regular a quantidade de fluido frigorigéneo que entra no evaporador e o seu grau de sobreaquecimento, permite que a pressão do isobutano baixe isentalpicamente e, consequentemente, a mudança de fase se processe a uma temperatura inferior. Deste modo, é possível arrefecer uma corrente de água, a qual possibilita o arrefecimento do espaço de teste, pela sua passagem no *fan-coil*.

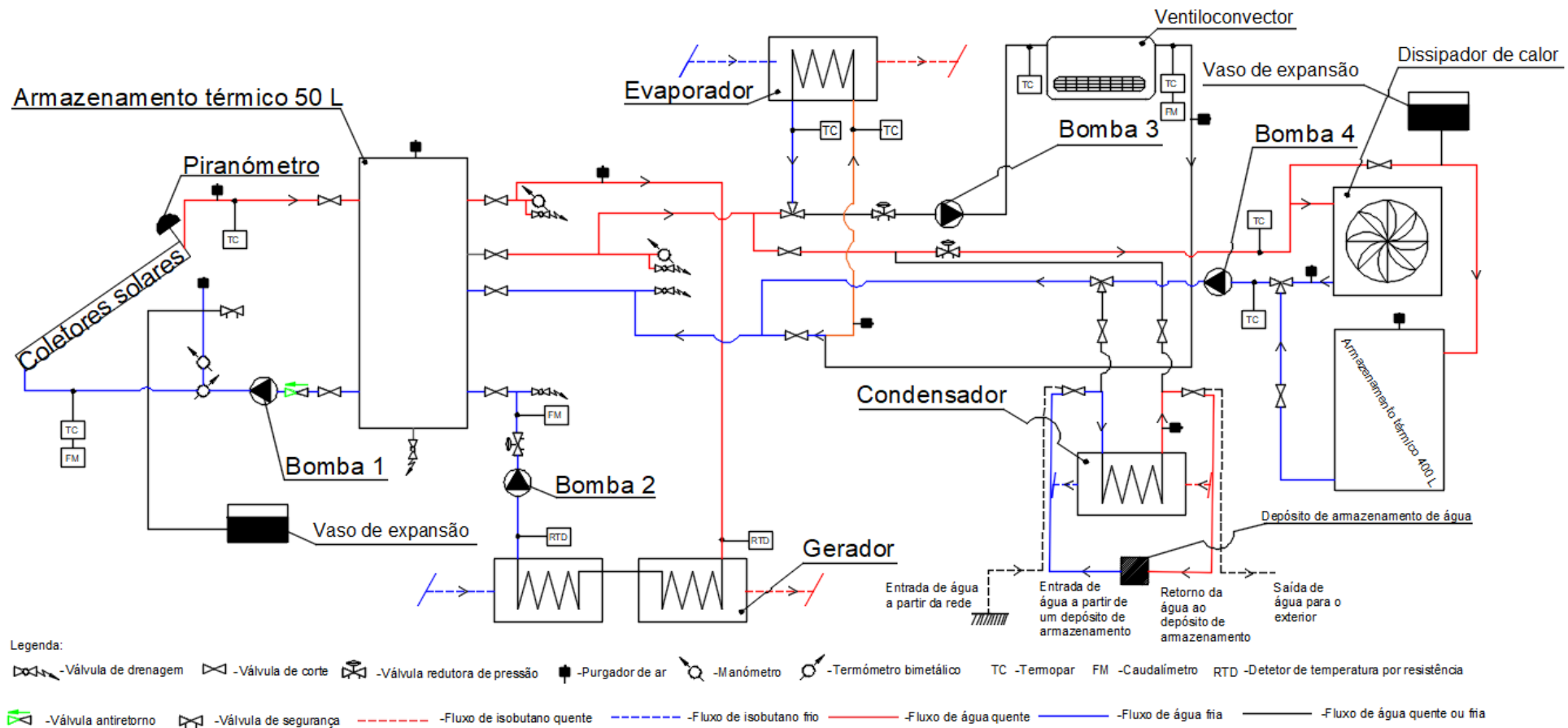


Figura 3.2 - Representação esquemática detalhada, em duas dimensões, do subsistema térmico da instalação, sem inclusão do ciclo de ejetor para arrefecimento.

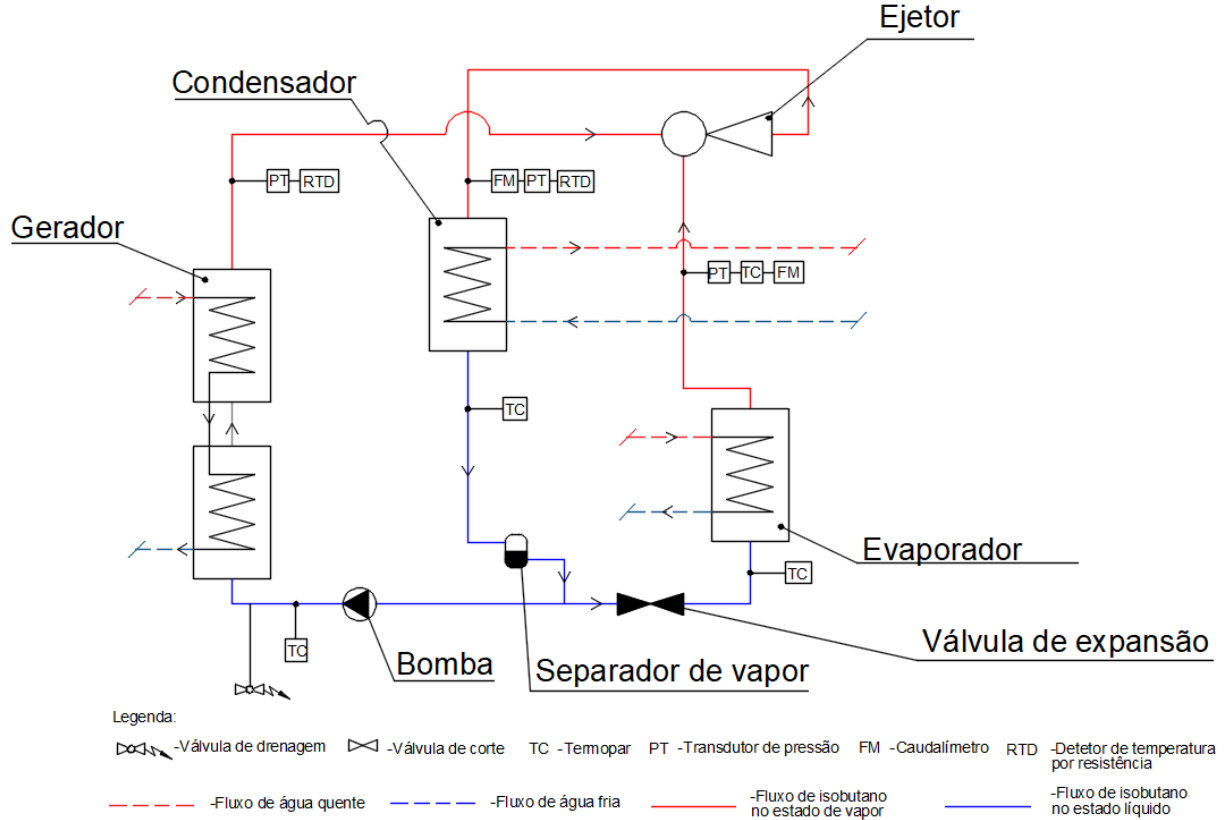


Figura 3.3 - Representação esquemática detalhada do ciclo de ejetor do subsistema térmico.

3.2.1 Coletores solares térmicos

O campo solar é composto por quatro coletores solares térmicos de tubos de vácuo, localizados no terraço perto da instalação experimental, como visível na figura 3.4, dispostos em série. Estão orientados em cerca de 10° em relação ao Sul em direção a Oeste. Os coletores BAXI-AR-30 têm uma área total de 17 m^2 . A área líquida de absorção é de 13 m^2 e a curva do rendimento dos coletores, η_{col} , fornecida pelo fabricante, é dada pela equação 3.1 [92]:

$$\eta_{col} = 0,832 - 1,14 \frac{\bar{T} - T_{amb}}{\dot{I}_\beta} - 0,0141 \left(\frac{\bar{T} - T_{amb}}{\dot{I}_\beta} \right)^2 \quad (3.1)$$

Onde:

$\bar{T}$ representa a temperatura média da água no coletor,

T_{amb} representa a temperatura ambiente e

$\dot{I}_\beta$ é a radiação solar global incidente na superfície do coletor.



Figura 3.4 - Coletores solares térmicos de tubos de vácuo BAXI-AR-30 da instalação.

O fluido que passa nos coletores solares térmicos é água. Por segurança, aquando da não utilização dos coletores solares de tubos de vácuo para obtenção de calor útil, deve ser aplicada uma cobertura na sua superfície. Isto evita que, devido à radiação solar incidente, a água nos coletores possa atingir valores demasiado elevados de temperatura e de pressão que provoquem a destruição dos tubos de vácuo. Além disso, os coletores estão sobredimensionados [92], pelo que se deve dissipar o calor excessivo para o meio ambiente através do ventiloconvector existente no exterior (figura 3.5). Em alternativa, pode-se armazená-lo no tanque existente de 400 l [72]. Outra solução seria utilizar o calor excedente noutras aplicações, que não o aquecimento e o arrefecimento ambiente, como a produção de águas quentes sanitárias ou o aquecimento de piscinas, o que aumentaria a eficiência do sistema.



Figura 3.5 - Ventiloconvector de dissipação de calor para o meio ambiente.

3.2.2 Sistema de armazenamento térmico

Na instalação existem dois tanques de armazenamento de diferentes capacidades: 50 l (figura 3.6) e 400 l (figura 3.7). O tanque de volume menor permite armazenar energia sob a forma sensível utilizando água como fluido de transferência de calor. Por sua vez, o armazenamento de 400 l possibilita o armazenamento de calor apenas sob a forma sensível, através de água, ou também calor latente com recurso a um material de mudança de fase (PCM).



Figura 3.6 - Tanque de armazenamento térmico, com 50 l de capacidade.



Figura 3.7 - Tanque de armazenamento térmico, com 400 l de capacidade.

O armazenamento térmico é essencial para utilizar calor útil na colmatação das necessidades térmicas do espaço, na ausência de radiação solar. Esta técnica é especialmente importante quando se pretende aquecimento pois, em muitas ocasiões, coincide com períodos de ausência de radiação solar.

Por outro lado, a demanda de arrefecimento, geralmente, coincide com a fase temporal da radiação. Não obstante, num estudo anterior [72] concluiu-se que o tanque de 50 l, num dia parcialmente nublado, é adequado para armazenar calor por ausência de radiação solar durante cerca de 20 minutos. Um armazenamento de maiores dimensões, embora consiga compensar no caso de uma maior variabilidade, pode aumentar a inércia do sistema e atrasar o arranque no período da manhã.

Adicionalmente, o tanque de 400 l, que foi instalado mais tarde do que o tanque de 50 l, permite uma maior acumulação de energia calorífica no sistema. O calor acumulado neste tanque pode providenciar arrefecimento ao espaço de teste na falta de radiação solar. Contudo, é principalmente usado para aquecimento.

A configuração do tanque de maiores dimensões permite o armazenamento de calor sensível apenas com recurso a água. Por outro lado, uma solução híbrida consiste no armazenamento, quer de calor sensível (sobretudo através da utilização de água como fluido de transferência de calor) quer de calor latente, com a utilização de um PCM. Assim, este pode ser encapsulado em bolas de polietileno de alta densidade e, posteriormente, adicionado ao tanque.

O PCM utilizado é o RT64HC⁶, o adequado para a utilização na época de aquecimento. Este material, segundo a ficha técnica disponibilizada pelo fabricante, possui elevada capacidade de

⁶ A ficha técnica deste PCM pode ser consultada no Anexo C.

armazenamento de energia (cerca de 250 kJ/kg) e a libertação e o armazenamento de calor ocorrem a temperaturas relativamente constantes.

Simulações realizadas anteriormente, e cujos resultados estão presentes em documentos confidenciais do projeto, revelam que a utilização de PCM para o armazenamento de calor não trará mais benefício do que a utilização de apenas água para conservar calor sensível. Para as estações de aquecimento e de arrefecimento devem ser usados PCM diferentes. Não obstante, as duas soluções devem ser testadas experimentalmente para se validarem os resultados obtidos nas simulações.

3.2.3 Rede hidráulica

A água no estado líquido é adequada para armazenamento de calor sensível. Também se utiliza para transportar e distribuir calor entre os coletores solares térmicos, armazenamento térmico, ciclo frigorífico e o espaço de teste. As principais razões para o seu uso devem-se ao facto de ser barata, não tóxica e fácil de bombear (por ser muito pouco viscosa e ter um calor específico elevado) [93]. Assim, a água é usada para arrefecer o isobutano no condensador, fornecer energia calorífica ao ciclo frigorífico e aquecer ou arrefecer o espaço de teste a partir de um *fan-coil* localizado no seu interior.

Na rede hidráulica existem vários purgadores de ar (figura 3.8), pela necessidade de remover o ar de dentro da instalação, pois este é indesejável. Caso exista ar na instalação, este pode prejudicar a transferência de calor nos permutadores de calor, aumentar a corrosão, impedir a circulação do fluido e provocar ruído, cavitação e danos nas bombas. O ar, devido à sua inferior massa volúmica, em comparação com a água no estado líquido, concentra-se em cotas superiores, devendo ser removido desses locais. É por esse motivo que os purgadores de ar se localizam em pontos superiores do subsistema térmico, que são os lugares com velocidade mais baixa do caudal de fluido.



Figura 3.8 - Purgador de ar, localizado no topo do tanque de armazenamento térmico de 400 l.

O vaso de expansão (figura 3.9) é um elemento essencial da rede hidráulica. Permite compensar as expansões e contrações de água provocadas por variações de temperatura e ajuda a que a pressão no circuito hidráulico não atinja valores insuportáveis pelos componentes da instalação. No sistema estudado existem dois vasos de expansão: um localizado antes dos coletores solares térmicos; outro na entrada do tanque de armazenamento de 400 l, como visualizado na figura 3.2. Em complemento, usam-se válvulas de segurança redutoras de pressão que, quando abertas, permitem reduzir o valor da pressão da água no sistema. O seu valor limite de pressão deve, pois, estar definido para valores inferiores aos suportáveis pelos equipamentos do sistema (tais como bombas e caudalímetros).



Figura 3.9 - Vaso de expansão, localizado à entrada do tanque de armazenamento térmico de 400 l.

No circuito hidráulico existem acessórios, como válvulas de corte e de três vias, que visam impedir ou viabilizar o escoamento nos demais ramais. Assim, consegue-se, por exemplo, alternar entre aquecimento e arrefecimento do espaço de teste, como também permitir ou impedir a circulação de fluido no dissipador de calor ou no sistema de armazenamento térmico. Uma válvula essencial num sistema solar forçado e presente no subsistema térmico é a válvula antirretorno, que se localiza no ramal do campo solar antes da bomba. Esta válvula tem a função de impedir a inversão do escoamento: especialmente durante a noite, poderia provocar perdas térmicas da água presente no tanque de armazenamento.

A utilização de bombas para a circulação da água na rede é imprescindível porque permite transportar e distribuir energia térmica ao longo do circuito. Por conseguinte, utilizam-se bombas nos ramais dos coletores solares térmicos (**Bomba 1**), do gerador (**Bomba 2**), do ventiloconvector do espaço de teste (**Bomba 3**) e do dissipador de calor (**Bomba 4**), como

visível na figura 3.2. Todas as bombas referidas, quando acionadas, atuam na velocidade fixa escolhida pelo utilizador, numa gama de três diferentes permitidas.

3.2.4 Permutadores de calor

Os permutadores de calor viabilizam a eficiente troca de calor entre dois meios distintos. Na instalação, um permutador é usado num ventiloconvetor para trocar calor entre a água e o ar, permitindo aquecer e arrefecer o ar interior no espaço de teste. De forma análoga, outro *fan-coil* é usado no exterior, mas, desta vez, com o objetivo de dissipar calor para o meio ambiente. Também, os coletores solares térmicos são considerados um tipo especial de permutador de calor. Adicionalmente, são necessários permutadores, na instalação, para permitir a eficaz transferência de calor entre a água e o fluido frigorigéneo.

A potência calorífica transferida por um fluido quente ou frio que circula num permutador de calor, $\dot{Q}_{PC}$, onde não ocorre mudança de fase (por exemplo, durante o aquecimento ou arrefecimento de água no estado líquido), pode ser calculada através da equação 3.2:

$$\dot{Q}_{PC} = \dot{m}_{PC} \cdot \overline{c_{p_{PC}}} \cdot \Delta T_{PC} \quad (3.2)$$

Onde:

$\dot{m}_{PC}$ é o caudal mássico de fluido, quente ou frio, que circula no permutador de calor,

$\overline{c_{p_{PC}}}$ é o calor específico a pressão constante, à temperatura média do fluido no permutador de calor e

ΔT_{PC} é a diferença de temperaturas do fluido, quente ou frio, entre a entrada e a saída do permutador.

O condensador, o gerador e o evaporador são os três tipos de permutadores existentes para a transferência de calor entre a rede hidráulica e o ciclo frigorífico. No condensador, o isobutano no estado de vapor na saída do ejetor é arrefecido pela água, condensando. Este permutador de calor ajuda ao arrefecimento do ciclo frigorífico que, noutras circunstâncias, elevaria a temperatura do fluido e, conseqüentemente, a pressão que, em valores excessivos, poderia danificar os componentes da instalação.

O gerador é constituído por dois permutadores de calor ligados em série. O dimensionamento do gerador com a disposição referida teve o objetivo de no permutador de entrada do isobutano se realizar aquecimento sensível, enquanto que no outro ocorre a mudança de fase. É pelo gerador que o calor obtido pelos coletores solares térmicos é fornecido ao ciclo de ejeção. Portanto, o isobutano, que à entrada do gerador se encontra no estado líquido, ao receber calor, pode mudar de fase para vapor, entrando no ejetor pelo bocal convergente-divergente (*nozzle*).

O isobutano, que entra no evaporador, aquece com a transferência de calor com água mais quente. À saída do evaporador, o isobutano já se encontra como vapor, ocorrendo, deste modo, a evaporação do fluido no seio deste permutador de calor. Como a corrente de água mais quente perde calor no evaporador, à sua saída encontra-se a uma temperatura mais baixa, capaz de arrefecer o ar do espaço de teste.

3.2.5 Ejetor

O ejedor usado no ciclo de ejeção (figura 3.10) é supersónico (o bocal é convergente-divergente) e monofásico (trabalha apenas com fluido frigorígeno no estado de vapor). A sua geometria é variável, pois existe o controlo de um fuso (*spindle*) que permite, dependendo do avanço da sua posição, controlar a área de abertura do bocal. Num estudo realizado [72], constatou-se que a escolha da posição de avanço fuso influencia claramente o coeficiente de desempenho e a capacidade de arrefecimento. Dependendo das condições de funcionamento, existem posições ótimas de operação.



Figura 3.10 - Ejetor, revestido com isolamento, montado no ciclo frigorífico.

O ejedor foi substituído em março de 2021 por outro mais económico, que requer menos manutenção e é mais simples. Neste ejedor, embora se consiga alterar a posição de avanço do fuso⁷, a colocação de saída do bocal convergente-divergente é fixada em 5 mm (distância entre a saída do bocal convergente-divergente e a entrada do plano da secção convergente – ver figura 2.12 do Capítulo 2). Deste modo, constitui estudo desta dissertação, também, a avaliação do desempenho deste novo ejedor, a sua influência no sistema e a respetiva comparação com o ejedor anterior.

3.2.6 Ciclo de arrefecimento de ejeção

O isobutano, também conhecido como R600a, é o fluido de trabalho escolhido como fluido frigorígeno do ciclo de ejeção. Este fluido é um hidrocarboneto e, portanto, apelativo para uso em pequenos sistemas de refrigeração. Os hidrocarbonetos são produtos naturais, “amigos do ambiente”, não provocam a destruição da camada de ozono e têm um baixo potencial de aquecimento global. São, contudo, inflamáveis e explosivos [94].

⁷ Considera-se a posição de avanço do fuso, como a distância desde a posição de total fecho da área de passagem do fluxo principal no bocal convergente-divergente, em direção à posição de total abertura.

No ciclo de refrigeração, à entrada do evaporador, existe uma válvula de expansão (figura 3.11) que permite a expansão isentálpica do fluido e, deste modo, a diminuição da pressão no evaporador (pressão de sucção ou secundária) em relação à pressão no condensador (contrapressão). Assim, a temperatura do isobutano à entrada do evaporador também diminui e permite arrefecer uma corrente de água, com o intuito de arrefecer o espaço de teste. Posteriormente, o isobutano a baixa pressão é arrastado para o ejetor pelo fluido que entra no bocal convergente-divergente a alta pressão. A válvula de expansão atual, tal como o ejetor, também foi substituída no mesmo mês. Ao contrário da anterior, que permitia a regulação da posição de abertura e fecho apenas manualmente, com a atual, a posição de abertura e fecho da válvula pode ser controlada eletronicamente através de um computador ou, mais facilmente, através de um *display* possível de aplicar diretamente no *driver*. O controlador da válvula é do tipo proporcional integral derivativo (PID).

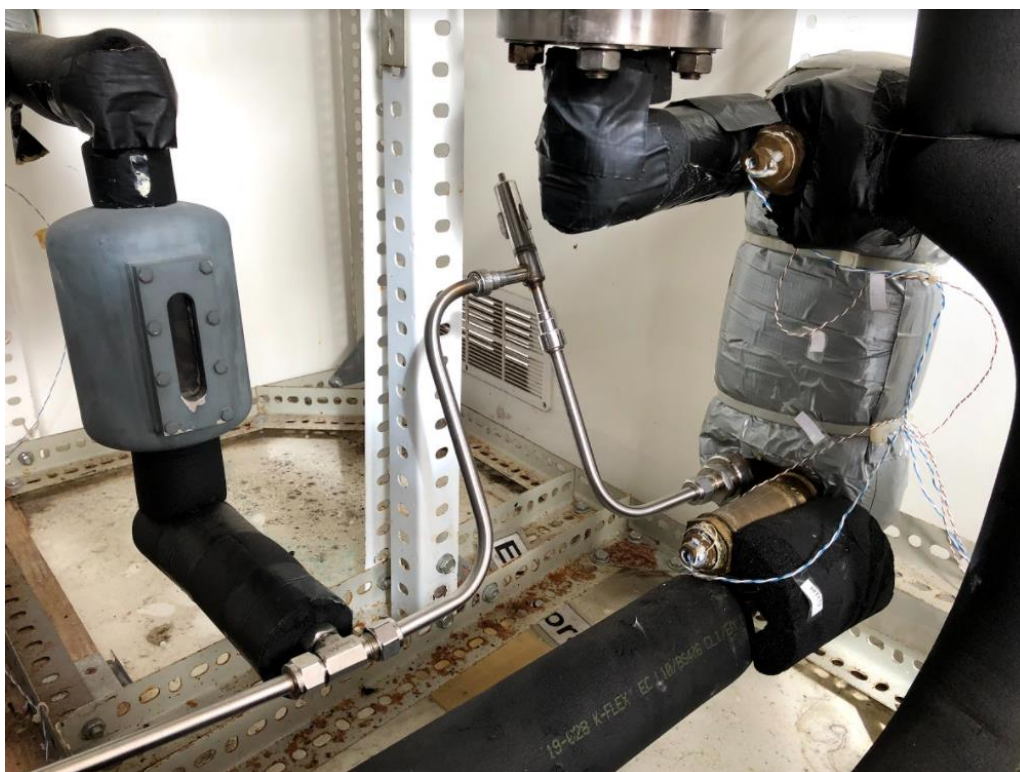


Figura 3.11 – Válvula de expansão (do lado direito) e separador de vapor (do lado esquerdo).

3.3 Subsistema solar fotovoltaico

O protótipo instalado é capaz de transformar a radiação solar em energia elétrica através de um subsistema solar fotovoltaico existente. As necessidades elétricas do sistema podem, desse modo, ser colmatadas com recurso à energia solar.

Num estudo realizado [92], o consumo anual de energia elétrica dos diferentes dispositivos monofásicos da instalação foi avaliado. Concluiu-se que a energia elétrica consumida no aquecimento e no arrefecimento representa apenas cerca de 6% do da energia elétrica total, o que evidencia uma das principais vantagens na utilização da solução de climatização térmica escolhida para o espaço de teste.

Na publicação anteriormente referida é mencionado que, principalmente durante o inverno, existe um desfasamento temporal entre a produção de eletricidade pelos painéis solares fotovoltaicos e a demanda, havendo períodos em que se registam défices de energia elétrica.

De facto, para se assegurar uma independência da instalação em relação à necessidade de energia proveniente da rede, é necessária uma bateria de armazenamento. Caso contrário, nos períodos de tempo em que a eletricidade obtida é inferior à requerida, as necessidades de eletricidade não conseguem ser satisfeitas.

3.3.1 Coletores solares fotovoltaicos

Na instalação experimental, o campo solar é composto por oito módulos fotovoltaicos conectados em série e orientados cerca de 10° em direção a Oeste em relação ao Sul. Quatro encontram-se no terraço, perto da instalação experimental, como mostra a figura 3.12. Os restantes, por falta de espaço no local referido, situam-se sobre a cobertura do espaço de teste.



Figura 3.12 - Quatro módulos fotovoltaicos da instalação, localizados no terraço do edifício L, dispostos em série.

Os módulos fotovoltaicos utilizados, cuja ficha técnica se pode consultar em detalhe no anexo D, são da marca *Onyx Solar*, monocristalinos e têm, cada unidade, uma área de superfície de $1,62 \text{ m}^2$. A potência nominal de pico de cada módulo, mediante as condições de teste indicadas na ficha técnica, é de 265 Wp , com um rendimento de 16% . Nas mesmas circunstâncias, a corrente em curto-circuito, isto é, a corrente para a qual a tensão é nula, é de $8,39 \text{ A}$. Por sua vez, o valor da tensão em circuito aberto, ou seja, a tensão para a qual a corrente do circuito é nula, é de 38 V . Para temperaturas diferentes das de teste (25°C), na ficha técnica dos módulos fotovoltaicos encontram-se mencionados os coeficientes que permitem corrigir os parâmetros anteriormente mencionados, para as condições reais de funcionamento.

3.3.2 Sistema de armazenamento elétrico

Como sistema de armazenamento elétrico é usada uma inovadora bateria de fluxo *redox* com eletrólitos de vanádio (VRFB), com a qual se consegue compensar o desfasamento temporal entre a obtenção de energia elétrica e o seu consumo.

A bateria é constituída por duas pilhas ligadas em série, cada uma com 24 V, o que perfaz 48 V no total. Cada pilha, visível na figura 3.13, é constituída por um conjunto de células eletroquímicas, onde ocorrem as reações de oxidação e redução que permitem armazenar e libertar energia. Cada célula é constituída por dois elétrodos de feltro de grafite, que funcionam como ânodo e cátodo. Existe uma membrana de permuta aniónica, que permite a movimentação dos iões entre os elétrodos, duas placas de cobre e vedantes.

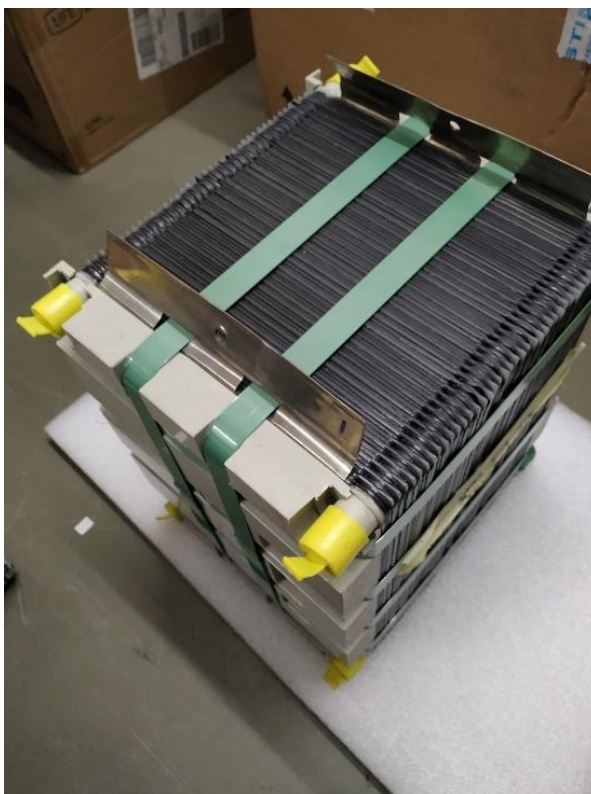


Figura 3.13 - Pilha da VRFB.

O eletrólito utilizado é uma solução de vanádio solubilizada com ácido sulfúrico e está armazenado em dois tanques assentes em bacias de retenção. Num dos tanques existe solução com polaridade positiva, enquanto no outro a polaridade do eletrólito é negativa. São necessárias bombas que permitam a existência de um fluxo de eletrólito nas tubagens entre o tanque e as células eletroquímicas.

3.4 Sistemas de controlo e gestão

Na instalação, o controlo e a gestão do sistema intervêm na monitorização com vista à sua proteção e controlo de funcionamento. Além disso, permite efetuar a avaliação experimental, quer térmica quer elétrica, da instalação e dos seus constituintes.

3.4.1 Sistema de controlo e gestão do subsistema térmico

O controlo e a gestão do subsistema térmico são efetuados com recurso a um sistema de aquisição de dados. Futuramente, o sistema existente será substituído por outro, já adquirido, baseado em módulos *Beckhoff*. Ao sistema de aquisição de dados estão ligados termopares, detetores de temperatura por resistência (RTD) e um termómetro bimetálico, para medição da temperatura em vários locais da instalação, segundo as figuras 3.2 e 3.3. Da mesma forma, para medição da pressão relativa, existem transdutores de pressão e manómetros. Também existem caudalímetros para medição do caudal volúmico de fluido e um piranómetro que permite obter o valor da radiação solar global incidente nos coletores solares térmicos.

Ao contrário do manómetro, do termómetro bimetálico e dos caudalímetros do ciclo de ejeção, que permitem, respetivamente, a obtenção do valor da pressão relativa, da temperatura e do caudal volúmico, localmente, os restantes elementos de medição transformam o valor da temperatura medida em proporcionais sinais elétricos. Estes são comunicados ao sistema de aquisição de dados, podendo ser registados e lidos no computador existente no espaço de teste. Para isso, utiliza-se o *software Labview*, ao mesmo tempo que se pode controlar o sistema.

Dentro da sala das máquinas, existe uma central de controlo (figura 3.14) que permite ativar ou desativar a bomba do dissipador de calor (**Bomba 4**), sem recurso ao *Labview*, como também a bomba do campo solar (**Bomba 1**), unicamente controlada neste local. Quando a **Bomba 4** entra em funcionamento, o sistema está configurado para que o ventiloconvetor de dissipação de calor também se inicie. No entanto, na sala das máquinas é possível controlar, a partir da variação da frequência de trabalho, a potência de dissipação do dispositivo. A central de controlo viabiliza a configuração de diversos parâmetros com vista à operação automática do sistema.



Figura 3.14 – Central de controlo existente na sala das máquinas.

- **Labview**

O *Labview* é o *software* utilizado para a visualização, em tempo real, dos valores da pressão relativa, da temperatura do caudal volúmico em vários pontos da instalação, mediante a disposição dos sensores. Adicionalmente, os seus valores podem ser registados e guardados em ficheiro de texto no computador, cuja localização e nome se podem arbitrariamente definir antes

do arranque do programa. O intervalo temporal existente entre o registo das medições efetuadas pode ser ajustado.

Além das funções já referidas, o *Labview* possibilita o controlo de funcionamento do sistema. No protótipo estudado e com o programa implementado, é possível ligar e desligar as bombas do gerador (**Bomba 2**), do *fan-coil* do espaço de teste (**Bomba 3**), do dissipador de calor (**Bomba 4**), assim como a do ciclo frigorífico. Existe a possibilidade de variar a frequência de trabalho da bomba que movimenta o fluido de arrefecimento e, consequentemente, o caudal volumico e a pressão de isobutano a entrar no bocal do ejetor. Outra funcionalidade possível é o ajuste da posição de avanço do fuso do ejetor, o que viabiliza a variação da sua geometria.

- **Termopar**

Um termopar é um sensor que consiste num circuito elétrico que, através da medição do valor de uma força eletromotriz existente na junta fria, possibilita a obtenção do valor da temperatura do fluido no local a medir, que é onde se situa a junta quente. Isto só é possível porque a força eletromotriz é causada por uma diferença de temperaturas entre as duas juntas. O termopar é constituído por dois materiais condutores elétricos de metais diferentes que se encontram unidos na junta quente, cuja ligação pode ser feita, por exemplo, por soldagem ou por torção.

Os termopares calibrados utilizados são do tipo T e, por isso, é utilizada uma liga metálica de níquel e cobre (Constantan) para o condutor cuja polaridade é negativa, e cobre para o de polaridade positiva. A precisão de medição dos termopares colocados nos locais indicados nas figuras 3.2 e 3.3 possuem um erro máximo de $\pm 0,35$ °C e a sua gama de operação situa-se entre os -20 °C e os 400 °C. Para a obtenção dos valores de temperatura, monta-se a junta fria no sistema de aquisição de dados, enquanto a junta quente se dispõe nos locais de medição.

- **RTD**

Os RTD são outro tipo de sensores utilizados para a medição de temperatura e são tipicamente feitos de platina. A resistência dos condutores metálicos aumenta com o aumento da temperatura. Com esta premissa, o valor da temperatura do ponto a medir pode ser obtido de acordo com a resistência mensurada do condutor elétrico.

A precisão de medição associada aos RTD utilizados na medição da temperatura da água no gerador, assim como no ciclo de arrefecimento, nos locais indicados nas figuras 3.2 e 3.3, é de $\pm 0,08$ °C. São, portanto, sensores de medição mais precisos do que os termopares. Viabilizam a medição de temperaturas com valores entre os 0 °C e os 100 °C. Por outro lado, são mais caros, além de que os termopares são mais indicados para temperaturas mais elevadas. Todavia, as temperaturas de operação do sistema permitem o uso de ambos os sensores para medição da temperatura.

- **Transdutor de pressão**

O sistema de aquisição de dados permite a obtenção do valor da pressão do fluido no local a medir, a partir de um transdutor de pressão. Neste caso, a pressão exercida pelo fluido induz uma deformação numa membrana do transdutor. O valor da deformação, que é proporcional à pressão, é comunicado ao sistema de aquisição de dados sob a forma de um sinal elétrico. Assim, o valor correspondente da pressão do fluido no local do transdutor pode ser lido e registado com recurso ao *Labview*.

Os transdutores utilizados no circuito de refrigeração para medição da pressão relativa no evaporador e no condensador permitem a medição de pressões até aos 6 bar. Estes são os elementos do ciclo que possuem a menor pressão nominal. Por sua vez, os transdutores de pressão utilizados para medição da pressão relativa do fluido principal a alta pressão possibilitam medições até aos 25 bar. A precisão de medição dos transdutores utilizados é de 0,5 % do valor de fim de escala.

• Caudalímetro

No protótipo experimental, são usados três tipos de caudalímetros para o cálculo do caudal volumétrico de fluidos. Para a medição do caudal volumétrico da água no campo solar e no gerador, o caudalímetro é eletromagnético e, portanto, a medição é não invasiva; não é afetada, por exemplo, pela alteração da viscosidade e massa volumétrica do fluido e, dependendo do sinal do valor medido (negativo ou positivo), é possível identificar o sentido do fluxo. O princípio de funcionamento baseia-se na lei de Faraday: um corpo condutor elétrico com velocidade perpendicular a um campo magnético com densidade de fluxo induz uma voltagem nas extremidades do corpo, permitindo a obtenção do valor do caudal volumétrico. Na instalação, este tipo de caudalímetro possui uma pressão nominal de 16 bar. A precisão da leitura de caudal é de 0,8 % do valor de leitura. É possível realizar medições de caudal desde 0 m³/h até 12,5 m³/h.

O caudal nos ramais de ciclo do ejetor é medido com recurso a caudalímetros de área variável. Estes são dotados de um flutuador que, com o escoamento, se encontra em equilíbrio pela ação das forças gravíticas, de arrasto e de impulsão. A posição do flutuador é medida em cada posição e comparada com o valor de calibração, permitindo obter o valor do caudal volumétrico medido, que pode ser lido localmente a partir de um mostrador ou através do *Labview*. A pressão nominal do caudalímetro referido é de 40 bar. A precisão de medição é de 2,2 % do valor de fim de escala. O caudalímetro de medição do caudal volumétrico do isobutano no condensador permite realizar medições entre os 2,81 Nm³/h (Normal metro cúbico por hora) e os 20 Nm³/h, enquanto que o do evaporador viabiliza medições entre os 1,5 Nm³/h e os 15 Nm³/h.

Para a medição do caudal volumétrico de água que passa no circuito do *fan-coil* é utilizado um caudalímetro ultrassónico com uma precisão de cerca de 3 % do valor da leitura e gamas de caudal entre os 0,08 l/min e os 20 l/min. A pressão nominal é de 16 bar. Estes medidores de caudal induzem pouca perda de carga no circuito e são independentes da densidade e da temperatura. Os caudalímetros ultrassónicos medem o caudal através da medição do tempo que uma partícula de fluido demora a atravessar a secção de medição. O valor do caudal é posteriormente comunicado ao sistema de aquisição de dados, sob a forma de um sinal elétrico, podendo o seu valor ser lido e registado com recurso ao *Labview*.

• Piranómetro

Um piranómetro permite medir a radiação global incidente na sua superfície horizontal. Como se quer obter a radiação solar incidente no coletor solar térmico, o piranómetro utilizado é disposto com uma inclinação igual aos coletores. No entanto, com recurso à geometria solar, é possível calcular o valor da radiação incidente para outras inclinações. Nos piranómetros, a radiação solar é convertida num sinal elétrico, posteriormente enviada ao sistema de aquisição de dados para leitura e registo do seu valor com recurso ao *Labview*. A leitura das medições da radiação solar possui uma incerteza estimada de 8 % do valor de leitura e possibilita a medição de valores de radiação até 2000 W/m².

• Resumo

Na tabela 3.1 são apresentados os sensores utilizados para medição das diversas propriedades nos locais de medição, segundo as figuras 3.2 e 3.3, e respetiva incerteza de medição e gama de operação. Nos casos dos caudalímetros e do transdutor de pressão, há indicação do local de medição.

Tabela 3.1 - Sensores existentes na instalação e respetivo local de medição (no caso dos caudalímetros e transdutor de pressão), fluido cuja propriedade se pretende medir, gama de operação e incerteza de medição

Sensores	Local de medição	Fluido	Gama de operação	Incerteza
Termopar	-----	R600a água	-20 °C – 400 °C	±0,35 °C
RTD	-----	R600a água	0 °C – 100 °C	±0,08 °C
Transdutor de pressão relativa	Gerador	R600a	0 bar – 25 bar	0,5 % F.E.
	Evaporador Condensador		0 bar – 6 bar	0,5 % F.E.
Caudalímetro eletromagnético	Gerador Campo Solar	Água	0 m ³ /h – 12,5 m ³ /h PN: 16 bar	0,8 % V.L.
Caudalímetro de área variável do ciclo de refrigeração	Condensador	R600a	2,81 Nm ³ /h – 20 Nm ³ /h PN: 40 bar	2,2 % F.E.
	Evaporador		1,5 Nm ³ /h – 15 Nm ³ /h PN; 16 bar	2,2 % F.E.
Caudalímetro ultrassónico	<i>Fan-coil</i>	Água	0,08 l/min – 20 l/min	3 % V.L.
Piranómetro	-----	-----	0 W/m ² – 2000 W/m ²	8 % V.L.
Legenda: PN – Pressão Nominal; F.E. – Fim de Escala; V.L. – Valor da leitura				

3.4.2 Controlo e gestão do subsistema solar fotovoltaico

A figura 3.15 é um esquema da estrutura do sistema de gestão do subsistema solar fotovoltaico, que auxilia na descrição do seu funcionamento. No caso em estudo, existe um medidor de energia que permite medir a corrente contínua e a tensão proveniente da rede elétrica, das cargas do protótipo estudado e do inversor. Os valores das grandezas podem, assim, ser registados e utilizados para o controlo e avaliação experimental do sistema, através do uso da interface MODBUS.

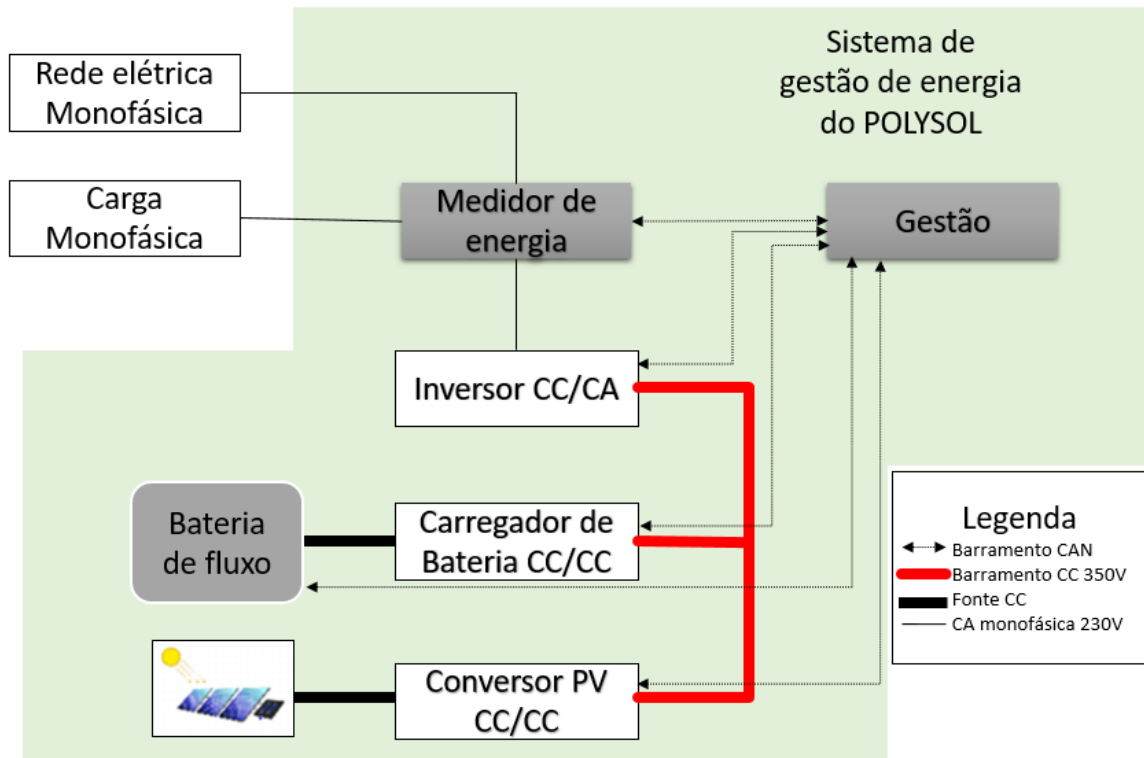


Figura 3.15 - Sistema de gestão de energia elétrica do protótipo em estudo.

A corrente proveniente da rede e do inversor, assim como a que tem como destino a colmatação das necessidades elétricas, é alternada (CA). No entanto, a corrente produzida pelos coletores fotovoltaicos e armazenada na bateria é contínua (CC). Portanto, é utilizado um inversor que possibilita a conversão de corrente contínua em corrente alternada à tensão pretendida, para que se possa utilizar na instalação de forma útil. Além disso, o inversor empregue reduz os harmônicos de corrente existentes.

A bateria encontra-se ligada a um conversor de dupla ponte ativa CC/CC. A rede elétrica pode também estar conectada à bateria, de forma isolada, habilitando quatro diferentes modos de operação. Um deles consiste no uso da rede elétrica para a colmatação das necessidades de eletricidade, apenas na inexistência de energia em quantidades suficientes. Adicionalmente, pode-se optar por usar a rede elétrica a uma potência constante ou controlar a tensão ou a corrente de operação da bateria.

A cada um dos campos fotovoltaicos está conectado um conversor CC/CC. Além da função de converter a tensão da corrente contínua produzida pelos coletores solares fotovoltaicos em 350 V, o conversor permite que o sistema opere no ponto de máxima potência. No subsistema solar fotovoltaico existe ainda um termopar que permite a medição da temperatura dos coletores solares fotovoltaicos.

4 Resultados e discussão

Nesta secção, são apresentados os resultados obtidos durante a realização do trabalho experimental. Descrevem-se alguns procedimentos práticos que se efetuaram durante a realização desta dissertação para obtenção dos resultados, nomeadamente no que diz respeito à montagem do novo ejedor e da válvula de expansão.

Além dos testes experimentais de aquecimento e de arrefecimento efetuados, com vista à análise do desempenho do sistema de poligeração denominado POLYSOL, são relatadas algumas dificuldades sentidas na realização dos mesmos e descritos alguns cuidados a ter na sua execução e para com o subsistema térmico. Pretende-se, pois, que esta dissertação, no futuro, ajude alunos e investigadores na realização de trabalhos na instalação experimental estudada.

4.1 Instalação da válvula de expansão

Em março de 2021, foi instalada a nova válvula de expansão eletrónica. A válvula de expansão antiga apenas permitia a variação manual da sua posição de abertura. Com a atual, o controlo da posição é efetuado, preferencialmente, através de uma interface (*display*). O conhecimento e a escolha da percentagem da área total de passagem do escoamento que está aberta são a maior vantagem da utilização desta válvula relativamente à anterior.

Inicialmente, foi necessário cortar a válvula de expansão para que a sua inserção no circuito de arrefecimento fosse possível. Para tal, recorreu-se a um paquímetro para obtenção das dimensões que a válvula devia possuir, cortando-a, depois, com recurso a um corta-tubos. Na figura 4.1, está apresentada a válvula de expansão cortada, e as ferramentas utilizadas para o corte (corta-tubos, paquímetro e lápis).



Figura 4.1 - Válvula de expansão cortada e ferramentas utilizadas para o efeito.

Posteriormente, a válvula foi montada no circuito, de acordo com as instruções presentes no manual de instalação disponibilizado pela empresa *Swagelock*. As ligações da válvula de expansão ao *tê* e ao redutor do permutador de calor (ver figura 3.11 – Capítulo 3) foram executadas por meio de uma porca. O seu aparafusamento origina a compressão de uma virola que existe entre a porca e o tubo da válvula de expansão. Após a instalação, a válvula foi revestida com isolamento para minimizar as trocas térmicas do isobutano com o exterior.

Para finalizar a montagem, foi instalado e configurado o *driver EVD Evolution*, da *CAREL*, para controlo PID da válvula de expansão eletrónica, segundo os manuais de instalação. Este controlador é executado através de um *display* que permite o controlo da válvula de expansão.

4.2 Substituição do ejedor

O ejedor foi igualmente substituído em março de 2021, por um mais económico, mais simples e que requer menos manutenção. No início do trabalho experimental, o ejedor a substituir ainda se encontrava montado na estrutura existente na sala das máquinas. Foi necessário remover as partes suas constituintes (figura 4.2 e figura 4.3), desde o **bocal convergente-divergente**⁸ (ver figura 4.4) até jusante. Para facilitar a remoção do ejedor da estrutura, removeu-se o tubo ligado à **câmara secundária do ejedor**, assim como o da **tampa da cauda NXP**.



Figura 4.2 - Remoção do ejedor antigo da estrutura de suporte existente na sala das máquinas.

Uma vez que com o novo ejedor não é possível variar a posição de saída do bocal, estando esta definida em 5 mm de distância da entrada do plano da secção convergente em direção à câmara de mistura (ver figura 2.12 – Capítulo 2), o motor de variação da respetiva posição deixou de ser necessário e foi removido, como mostra a figura 4.3.

⁸ Usualmente, o bocal do ejedor, neste caso convergente-divergente, é denominado por *nozzle*.

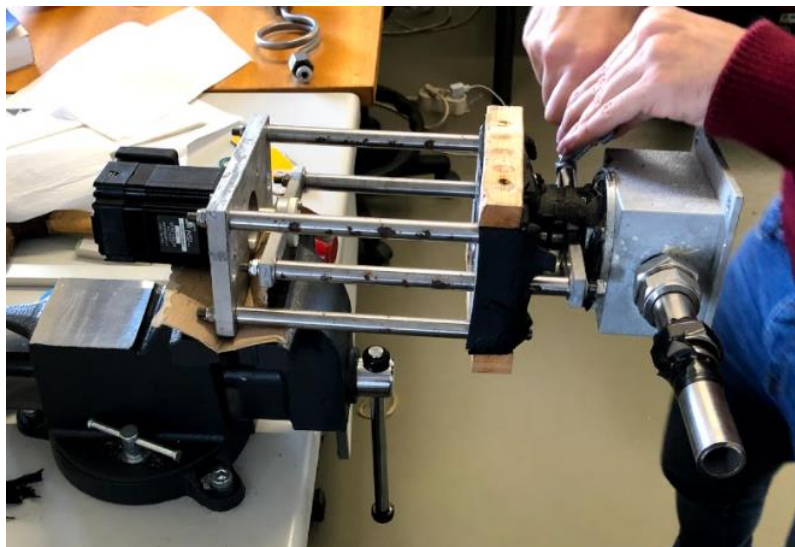


Figura 4.3 - Remoção do motor e respetivo subconjunto de variação da posição de saída do bocal convergente-divergente.

Numa etapa posterior, desmontou-se o antigo ejedor e procedeu-se à montagem do novo. Na figura 4.4, estão apresentadas as peças do novo ejedor, com a sua denominação, antes da sua montagem. Observa-se o **bocal convergente-divergente**, a **câmara secundária**, a **cauda NXP** e a **tampa da cauda NXP**.

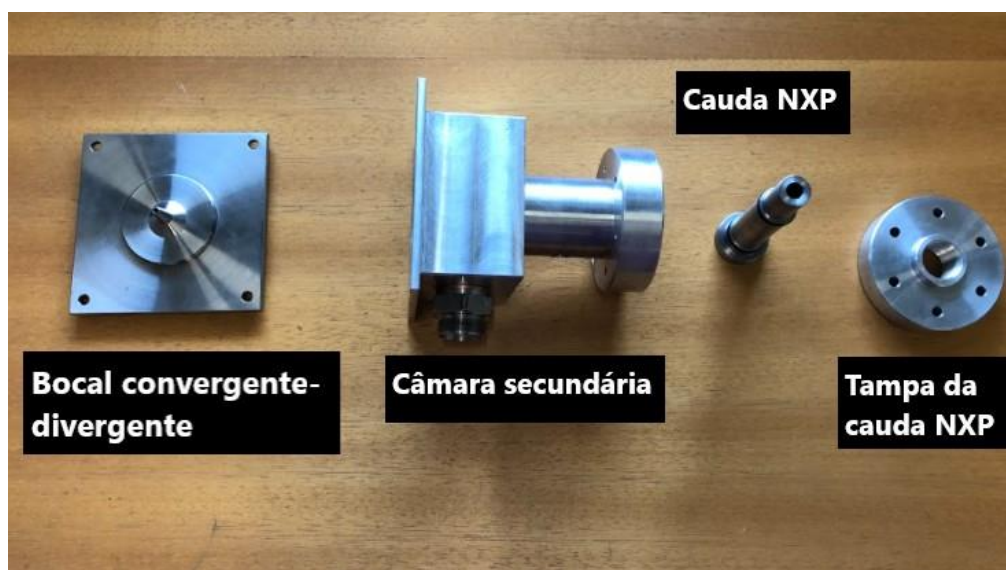


Figura 4.4 - Peças do novo ejedor e respetiva denominação.

Na montagem do ejedor, foi necessário montar os *o-rings*, quer na **cauda NXP** quer na **câmara secundária**. A **cauda NXP** foi colocada no interior da **câmara secundária** e a **tampa da cauda NXP** foi fixada à **câmara secundária** através de parafusos. Os tubos retirados do circuito de arrefecimento foram aparafusados à **câmara secundária** e à **tampa da cauda NXP**. As ligações efetuaram-se através de uma rosca, na qual, com o intuito de reforçar a ligação, foi aplicado *LOCTITE*. O **bocal convergente-divergente** foi fixado com parafusos à **câmara secundária** e à **câmara principal** (não representada na figura 4.4, pois não foi removida da estrutura existente na sala das máquinas). Como não houve necessidade de substituir a **câmara**

principal, esta etapa foi realizada apenas quando o ejedor novo foi fixado na estrutura existente na sala das máquinas. A sequência de montagem do ejedor encontra-se descrita em imagens na figura 4.5.



Figura 4.5 - Montagem do novo ejedor.

O ejedor foi montado na estrutura fixa existente na sala das máquinas. Ao mesmo tempo, a etapa de montagem do **bocal convergente-divergente** foi também concluída. Os tubos foram igualmente fixados na estrutura, no mesmo local de onde tinham sido retirados. Por fim, foi colocado isolamento térmico no ejedor e no tubo que conecta à **câmara secundária**. Não foi necessário revestir os tubos que ligam o ejedor ao condensador. É benéfico que existam perdas térmicas, não só no condensador, mas também no ramal que o liga ao ejedor, para melhorar o arrefecimento do isobutano (denominado por R600a). A figura 4.6 mostra o ejedor já montado no circuito de arrefecimento.



Figura 4.6 - Ejedor instalado no circuito de R600a.

4.3 Instalação das ligações elétricas e eletrônicas do sistema de controlo

As conexões elétricas e eletrônicas dos caudalímetros eletromagnéticos do circuito do gerador e do campo solar da *ISOIL INDUSTRIA* foram efetuadas. Para tal, estabeleceram-se as ligações entre os caudalímetros (figura 4.7 (a)) e os respetivos conversores (figura 4.7 (b)). Para a obtenção dos valores do caudal volumétrico de água com recurso ao *LABVIEW*, foram efetuadas ligações entre os conversores e o sistema de aquisição de dados.



Figura 4.7 – (a) Caudalímetro eletromagnético; (b) conversores dos caudalímetros eletromagnéticos, na fase de instalação das ligações elétricas.

4.4 Teste de pressão

4.4.1 Carregamento do circuito de arrefecimento com azoto

Depois de instalada a válvula de expansão e o novo ejetor, o circuito de arrefecimento foi carregado com azoto. O objetivo consistiu em descobrir possíveis futuras fugas aquando da existência de isobutano no ciclo. Foi possível verificar a possível existência ou não de fugas, observando o valor da massa de azoto ao longo do tempo. Caso fossem detetadas, o local da sua ocorrência tinha de ser encontrado, para se proceder à sua eliminação. Considerando-se a inexistência de fugas, o azoto pôde ser evacuado, carregando-se o circuito com isobutano.

Para o carregamento de azoto é necessária uma garrafa de azoto comprimido conectada a um regulador de alta pressão de duplo estágio deste gás (figura 4.8 (a)), uma bomba de vácuo (figura 4.8 (b)) e um medidor múltiplo de pressão com duas válvulas e três tubos (figura 4.8 (c)).

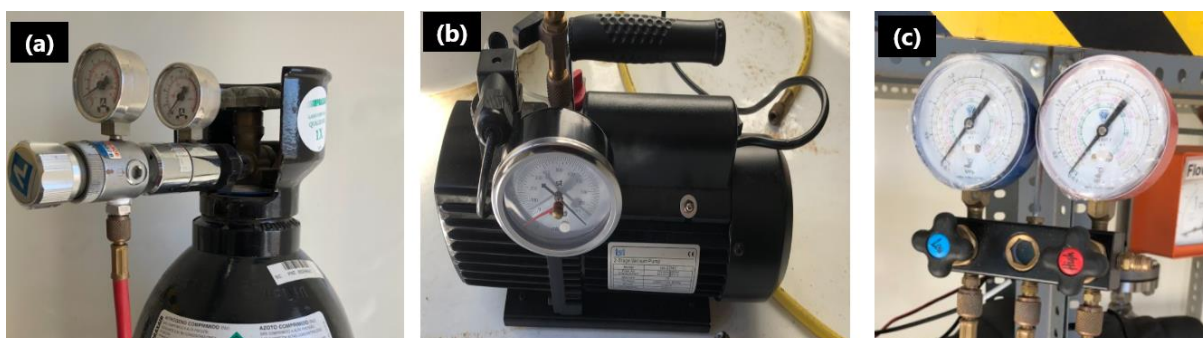


Figura 4.8 – (a) Garrafa de azoto comprimido e respetivo regulador de alta pressão de duplo estágio, (b) bomba de vácuo e (c) medidor múltiplo de pressão.

A figura 4.9 exibe a ligação dos tubos que permitem o carregamento do circuito de arrefecimento com azoto. O regulador de alta pressão do azoto comprimido liga-se ao medidor múltiplo de pressão. Por sua vez, o canal de baixa pressão do medidor conecta-se à bomba de vácuo para que seja possível evacuar os tubos e o circuito, de modo a evitar que exista ar na instalação aquando da realização do teste. O tubo que entra no canal intermédio do medidor de pressão permite a sua ligação ao circuito de refrigeração.



Figura 4.9 - Ligação dos tubos para a inserção de azoto comprimido no circuito de refrigeração.

4.4.2 Observação da existência de possíveis fugas

Numa primeira fase, no dia 8 de março de 2021, procedeu-se ao primeiro carregamento de azoto. Nessa primeira etapa, à medida que se carregava o sistema, ouvia-se o som do fluido a escoar desde a válvula de expansão até ao exterior. Paralelamente, colocando as mãos na válvula de expansão, era possível sentir a fuga de fluido através do cordão de soldadura existente no canal de saída da válvula. Assim, foi necessário enviar a válvula, novamente, para ser soldada no local onde foi sentida a fuga de azoto.

Quando o cordão de soldadura foi efetuado, a válvula foi de novo instalada e o circuito foi carregado às 10 horas do dia 17 de março de 2021. Às 16 horas do mesmo dia, foi detetado que a pressão relativa dentro do circuito baixou de 5,1 bar (aquando do carregamento) para 3,8 bar. Tendo em conta que a temperatura do fluido, à tarde, foi superior à da hora de carregamento, supôs-se que a massa do fluido existente no ciclo de refrigeração diminuiu, existindo, como tal, fugas. Contudo, foi necessário verificar matematicamente esta situação.

Para o cálculo da massa de azoto admitiu-se que se tratava de um gás perfeito e, portanto, seguia a equação de estado dos gases ideais, matematicamente descrita pela equação 4.1:

$$P_{gas} \cdot V_{gas} = m_{gas} \cdot R_{gas} \cdot T_{gas} \quad (4.1)$$

Onde:

P_{gas} é a pressão absoluta do gás,

V_{gas} é o volume de gás dentro da instalação que, neste caso, se admitiu como 4 l,

m_{gas} é a massa de gás,

R_{gas} é a constante do gás perfeito e

T_{gas} é a temperatura, em Kelvin, do gás.

Através do *software Engineering Equation Solver* (EES) foi, então, calculada a massa de azoto existente dentro do circuito de arrefecimento ao longo do tempo, a partir dos valores de pressão e temperatura do ciclo a cada minuto. Depois, através do *Excel*, foi efetuada uma regressão linear aos valores da massa de azoto ao longo do tempo e obtido o valor do declive da reta que, fisicamente, representa o valor da taxa de perda de massa.

Caso o valor da taxa de perda de massa fosse inferior a 3 g/ano, admitia-se que o circuito seria estanque. Este foi o valor atribuído, pois é o valor da sensibilidade mais baixo do detetor de fugas de gás refrigerante utilizado. Logo, para valores de taxa de perda de massa mais baixos de isobutano não é possível verificar a existência de fugas com o dispositivo próprio para a sua deteção. Este aparelho não deteta fugas de azoto, pelo que o cálculo matemático é a única possibilidade para a sua deteção com este gás no interior. Contudo, quando se efetuar o carregamento de isobutano, deve ser utilizado o detetor para se confirmar que as fugas não existem ou, pelo menos, não se conseguem detetar por serem insignificantes, considerando-se, portanto, inexistentes.

Na situação estudada, a taxa de perda de massa foi cerca de 51895 g/ano, valor evidentemente superior ao limite admitido para se considerar a inexistência de fugas no ciclo de refrigeração. Portanto, foi necessário averiguar o local por onde o fluido escoava para o exterior. Para se atingir esse objetivo, aplicou-se sabão no ejetor e na válvula de expansão, pois foram os dispositivos que necessitaram de ser substituídos. Desta forma, foram detetadas bolhas de sabão provocadas pelas fugas no cordão de soldadura do canal de entrada da válvula de expansão e no tubo ligado à câmara secundária do ejetor, como é possível observar na figura 4.10. Assim, procedeu-se ao aperto da ligação do tubo, no local onde existia a fuga, e enviou-se, uma vez mais, a válvula de expansão para a fábrica, para que se voltasse a soldá-la no local da fuga.

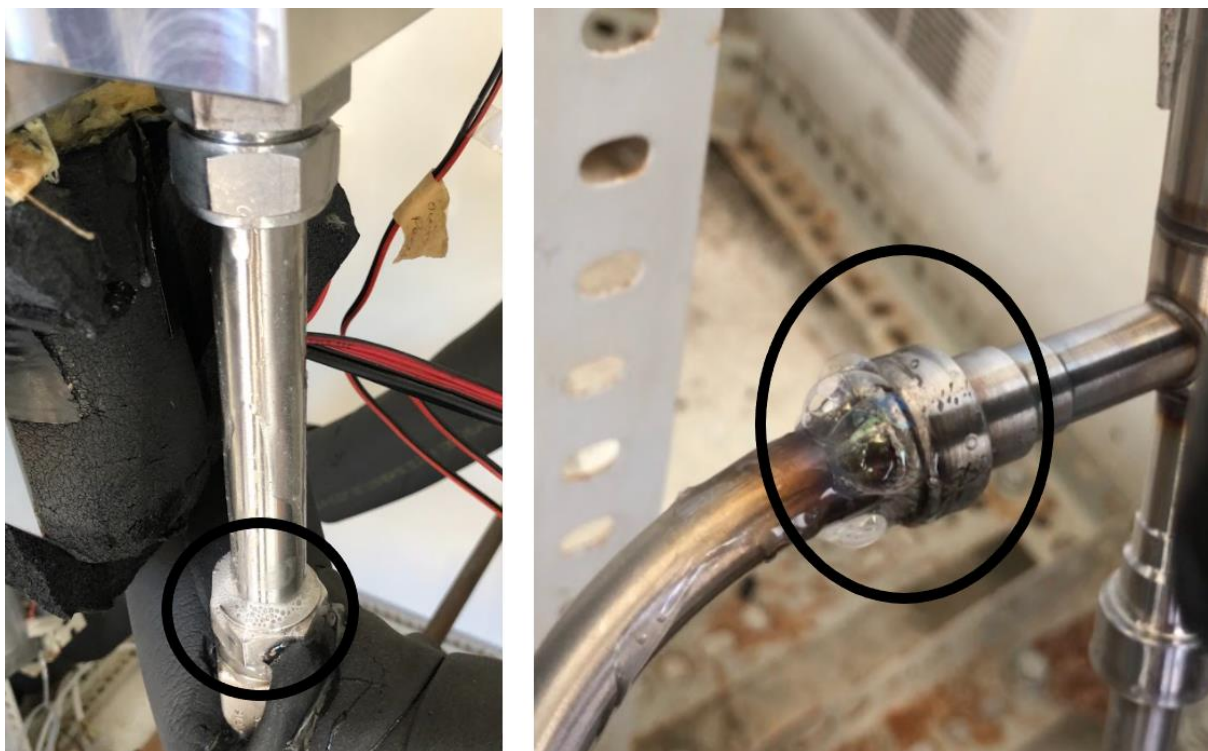


Figura 4.10 - Bolhas de sabão evidenciando a existência de fugas.

Quando a válvula chegou da fábrica, já soldada, constatou-se que tinha sido o canal de saída a ser soldado e não o canal onde, no último teste, tinham sido identificadas fugas. De modo a comprovar o que se verificara, o sistema foi carregado com azoto e aplicado sabão nos mesmos locais. Observou-se que já não havia fugas na ligação do tubo, mas continuava a notar-se a presença de bolhas de sabão na válvula. Mais uma vez, a válvula de expansão foi enviada para a fábrica para ser soldada.

No dia 26 de março de 2021, a válvula, já soldada no local onde se detetara a fuga, foi uma vez mais colocada no sistema. O sistema foi novamente carregado com azoto, atingindo-se uma pressão de 5,0 bar. Depois disso, colocou-se sabão nos locais onde anteriormente se identificaram as fugas e, desta vez, não se verificou a existência de bolhas. O sistema foi monitorizado desde a hora de carregamento até às 9 horas do dia 29 de março de 2021, registando-se, através do *Labview*, os valores de pressão e de temperatura do azoto no circuito de arrefecimento.

Com os dados de pressão e temperatura obtidos, calculou-se a massa de azoto ao longo dos três dias de monitorização. O valor da taxa de perda de massa obtida foi de 0,93 g/ano, sendo inferior ao valor de 3 g/ano estipulado como limite para se considerar o circuito estanque. O valor de prova (*valor p*)⁹ da regressão efetuada foi de 14,8 %. Caso o *valor p* fosse inferior a um nível de significância, proposto por especialistas, inferior a 15 %, a hipótese nula “não existe correlação entre o valor da massa e o tempo” podia ser rejeitada, aceitando-se a hipótese alternativa “existe correlação entre o valor da massa e o tempo”. Assim, sendo o *valor p* inferior ao nível de significância, considerou-se que a regressão linear efetuada se correlacionava com os dados amostrais.

⁹ Neste caso, o *valor p* representa a probabilidade de o declive da reta de regressão tomar um valor igual ou mais extremo do que o observado na amostra. Por outras palavras, é a probabilidade de não existir correlação entre o valor da massa e o tempo.

Para confirmar que se poderia considerar a inexistência de fugas no circuito de arrefecimento, o sistema foi monitorizado durante mais dois dias e a regressão foi efetuada com os dados obtidos durante os cinco dias de monitorização. Como seria de esperar, com o maior número de observações, o *valor p* da regressão diminuiu, obtendo-se o valor de 12,6 %. Por sua vez, o valor da taxa de perda de massa obtido foi de 0,44 g/ano. Assim, considerou-se o circuito como estanque às fugas de fluido, o que possibilitou a evacuação do azoto do circuito e posterior inserção de R600a. Na tabela 4.1 apresentam-se os resultados (taxa de perda de massa e *valor p*) dos dois casos estudados.

Tabela 4.1 – Perda de massa e *valor p* obtidos para diferente número de dias de observação (3 e 5 dias)

Início do teste	Fim do teste	Duração (dias)	Taxa de perda de massa (g/ano)	Valor <i>p</i> (%)
26 de março de 2021 11h00min	29 de março de 2021 9h00min	3	0,93	14,8
26 de março de 2021 11h00min	31 de março de 2021 9h00min	5	0,44	12,6

A figura 4.11 descreve a variação do valor registado da temperatura (pontos a preto) e do calculado da massa (pontos a azul) do azoto, ao longo dos 5 dias de monitorização. Observa-se que existem flutuações do valor da massa ao longo do tempo, com oscilações entre valores de massa de 28,3 g e 27,7 g de azoto, o que corresponde a uma variação do valor da massa de 2,2 %, relativamente ao valor da massa de 27,7 g. Note-se que as medições de temperatura e de pressão não têm uma exatidão de leitura de 100%. Assim será de esperar variações dos seus valores e, consequentemente, do valor calculado da massa de azoto no circuito.

Ao longo do tempo, o fluido dentro do circuito de arrefecimento não esteve permanentemente em condições estacionárias (igual temperatura e pressão nos diversos pontos do circuito). Exemplificando, como é perceptível na figura 4.11, existem variações cíclicas de temperatura. Consequentemente, a pressão do fluido também varia ciclicamente. Desta forma, as diferenças de pressão entre diferentes pontos na tubagem provocam o movimento de azoto. Da mesma forma, mediante a figura 4.11, observa-se que os valores registados de temperatura, embora desfasados, seguem um movimento aproximadamente síncrono com os valores calculados da massa. Portanto, a inércia do escoamento, provocada pelas diferenças de pressão nos pontos do circuito, é mais uma razão associada às variações do valor calculado da massa de gás.

Na figura 4.11, a descontinuidade constatada no valor da temperatura, entre as 24 h e as 36 h após o início do teste, deveu-se ao avanço de uma hora por causa da mudança para o horário de verão, ocorrida no dia 28 de março de 2021. Por sua vez, as duas descontinuidades observadas entre as 60 h e as 72 h e entre as 72 h e as 84 h deveram-se a duas paragens do sistema, no dia 29 de março de 2021, para obtenção e análise dos resultados.

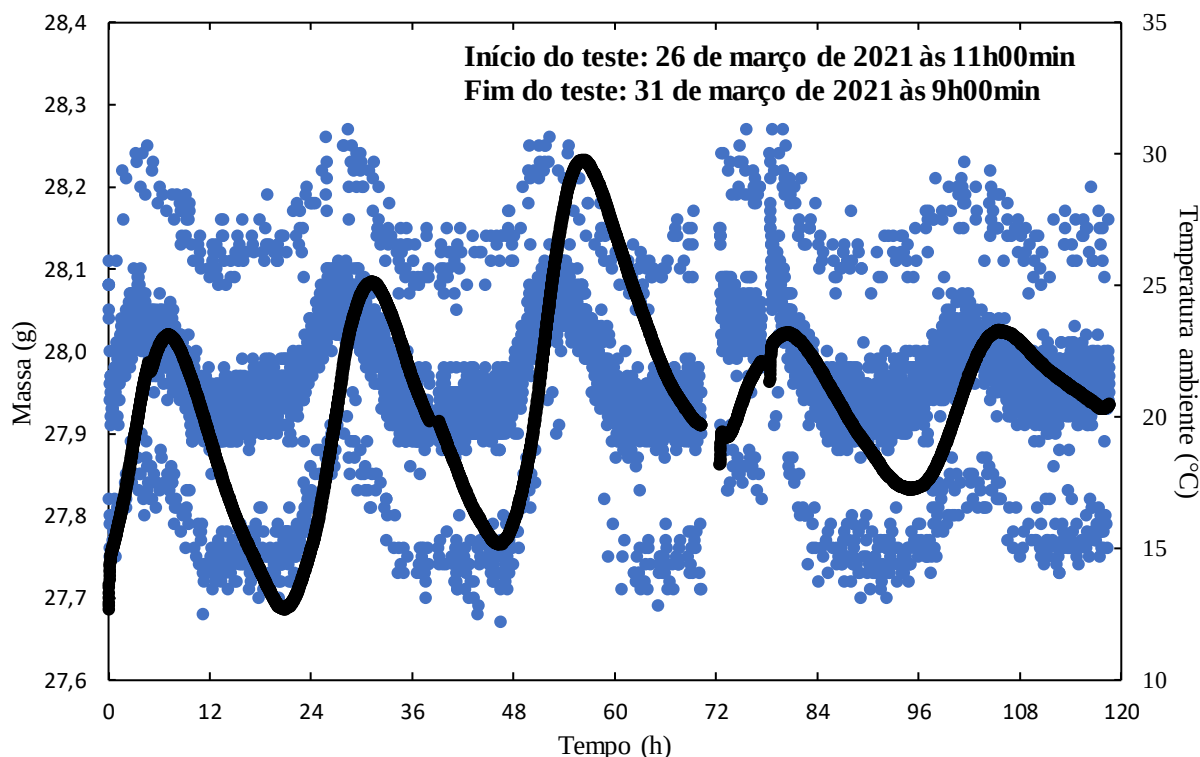


Figura 4.11 – Evolução do valor da massa (pontos a azul) e da temperatura (pontos a preto) de azoto no circuito de refrigeração ao longo do tempo, ao longo dos 5 dias de monitorização.

4.5 Carregamento do subsistema térmico com água

Antes da iniciação do sistema, quer para arrefecimento quer para aquecimento, o subsistema térmico tem de ser carregado com água. Para tal, recorre-se à água da rede pública pois está tratada, ao contrário da água proveniente do reservatório existente no edifício da FEUP. A água proveniente do reservatório é água não potável, na qual podem existir resíduos capazes de causarem problemas como a cavitação, o desgaste e o ruído na instalação.

Para a inserção de água são necessárias apenas duas mangueiras. Uma delas faz a ligação entre a rede pública e a válvula de entrada no condensador (válvula inferior da figura 4.12); a outra conecta a válvula de saída do condensador ao exterior (válvula superior da figura 4.12).

Inicialmente, a água da rede pública é aberta. Quando a mangueira que se liga à válvula do condensador estiver pressurizada, abre-se, em primeiro lugar, a válvula de entrada da água e, depois, a válvula de saída. Após este procedimento, deixa-se sair a água para o exterior, com o objetivo de extrair todo o ar das mangueiras para que este não entre no subsistema térmico. Se tal acontecesse, a transferência de calor nos permutadores diminuiria e poderia haver problemas de cavitação e de ruído.

Quando nas mangueiras só circula água, a válvula de saída do condensador é fechada. Para remover o ar que ainda possa estar acumulado nas tubagens, deve-se purgá-lo a partir do purgador de ar existente no condensador.



Figura 4.12 - Válvulas de entrada e saída de água, proveniente da rede pública ou do reservatório existente na FEUP, do condensador.

Por fim, as válvulas representadas na figura 4.13 têm de ser abertas. Primeiro, começa-se pela válvula inferior (a do ramal de entrada), e só depois se abre a superior. Quando a pressão relativa da água do circuito atingir os 2,5 bar, fecham-se ambas as válvulas começando, desta vez, pela superior. A pressão da água no subsistema térmico pode ser observada no manómetro de pressão existente após a bomba do campo solar (**Bomba 1** – ver figura 3.2 do Capítulo 3).

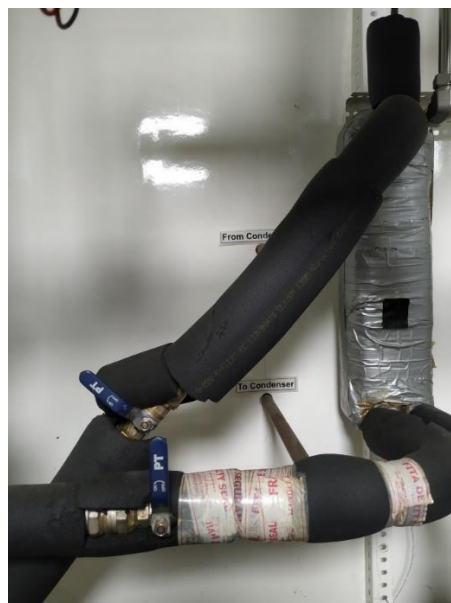


Figura 4.13 - Válvulas de entrada de água no subsistema térmico.

Além do carregamento do subsistema térmico com água, aquando do funcionamento do ciclo de arrefecimento, o calor do isobutano na saída do ejeter tem de ser rejeitado para uma corrente de água fria que passa no condensador. Para evitar os gastos de água da rede pública, neste caso, a água utilizada para arrefecimento pode ser proveniente do tanque de armazenamento existente na FEUP. A água aquecida no condensador regressa ao tanque de armazenamento, funcionando, assim, em circuito fechado. De qualquer modo, antes do início do ciclo de arrefecimento, o ar deve ser purgado das tubagens e do condensador.

Na situação descrita, as válvulas da figura 4.13 estão fechadas. No entanto, embora não se o tenha realizado, é possível arrefecer o isobutano através da passagem de água no dissipador de calor sem recurso à água proveniente do tanque. Neste caso, as válvulas têm de estar abertas ao mesmo tempo em que as válvulas da figura 4.12 estão fechadas.

Durante o período de obtenção de resultados foram observadas fugas de água através das válvulas de corte do armazenamento térmico de 50 l e verificou-se que o problema só poderia ser solucionado com a substituição das mencionadas válvulas. Isto implicaria a drenagem de toda a água da instalação e a substituição das válvulas, um processo que, além de complexo, acarretava bastante tempo. Além disso, constatou-se que as fugas, especialmente durante dias quentes, provavelmente devido à maior expansão volumétrica da água associada a uma maior temperatura, não diminuía significativamente, num curto espaço de tempo, a pressão da água na instalação. Por conseguinte, quando a pressão relativa da água no circuito baixava para valores inferiores a 2 bar, optava-se por carregar novamente o circuito com água até se atingir os 2,5 bar.

4.6 Cuidados a ter com o subsistema térmico

Quando o subsistema térmico não está a ser utilizado para fins de aquecimento ou de arrefecimento ambiente, é necessário ter alguns cuidados para o preservar integralmente. Um deles consiste na aplicação de uma cobertura sobre os coletores solares térmicos de tubos de vácuo, que impede a radiação solar de ser absorvida pelos coletores. Esta medida de segurança é mais importante em períodos de picos de radiação solar incidente. De facto, a radiação solar é o principal fator responsável pela transferência de calor para a água existente nos tubos de vácuo, visto que, nesta tecnologia, as trocas por condução e convecção entre os tubos e o exterior são insignificantes, quando comparadas às trocas por radiação, devido à existência de vácuo. A aplicação da cobertura é importante, tanto quando a água existe dentro dos tubos de vácuo, como no período em que não existe fluido no interior do subsistema térmico.

A central de controlo existente na sala das máquinas permite configurar alguns parâmetros de segurança da operação automática do sistema. O mais importante, no período de tempo da realização desta dissertação, foi o controlo da temperatura de proteção dos coletores solares térmicos contra o sobreaquecimento. Quando a temperatura dos coletores solares térmicos atinge a definida, a bomba do dissipador de calor, assim como a dos coletores solares térmicos, entra em funcionamento. Desta forma, dissipa-se o calor dos coletores solares térmicos evitando o seu sobreaquecimento. No entanto, para se dissipar o calor para o exterior, tem que se garantir que a válvula de três vias existente à saída do dissipador de calor e do tanque de armazenamento térmico (ver figura 3.2 – Capítulo 3) possibilita a passagem da água pelo ventiloconvetor de dissipação.

Durante a não utilização do subsistema térmico para fins de arrefecimento, a temperatura de operação dos coletores solares térmicos deve estar definida para 80 ° C, valor abaixo do ponto de saturação da água à pressão atmosférica (100 °C). Caso exista a mudança de fase, ocorre um aumento elevado da expansão volumétrica da água, que provoca o aumento de pressão deste fluido nos coletores solares térmicos.

Existe a possibilidade de se configurar, também, a temperatura de proteção dos coletores contra o congelamento da água. Se se formasse gelo no interior dos tubos de vácuo, existiria a expansão da água aumentando a pressão sobre eles. Como na altura do ano em que o sistema foi estudado o risco de formação de gelo era reduzido, este fator não foi relevante. Porém, no inverno, este parâmetro é importante e está definido em 5 °C, valor maior do que o ponto de solidificação da água à pressão atmosférica (0 °C).

Ainda no modo de operação automática, a bomba do campo solar está configurada para ligar de 10 min em 10 min, desde as 7h00min até às 20h30min, para transferência do calor entre os coletores solares térmicos e o tanque de armazenamento de 50 l. Excepcionalmente, a bomba liga-se se, durante o dia, o *LABVIEW* for utilizado para uso do ciclo frigorífico, ou sempre que a temperatura de proteção dos coletores exceda a temperatura de sobreaquecimento ou seja inferior à temperatura de proteção contra o congelamento.

4.7 Teste de aquecimento ambiente do espaço de teste, com recurso ao tanque de armazenamento térmico de 400 l.

4.7.1 Armazenamento de calor no tanque de armazenamento térmico de 400 l

O aquecimento ambiente do espaço de teste ocorre com a passagem de água quente no ventiloconvetor lá existente. Este aparelho que é, na verdade, um permutador de calor, induz o movimento do ar que recebe a energia calorífica proveniente do fluxo de água quente. Consequentemente, o ar aquece o espaço de teste.

A energia calorífica obtida pelos coletores solares térmicos, além de poder ser armazenada no tanque de armazenamento térmico de 50 l, pode também o ser, em maior quantidade, no tanque de armazenamento térmico de 400 l. No entanto, para a sua utilização nos períodos em que a quantidade de energia calorífica obtida pelos coletores solares térmicos não é suficiente para aquecer o espaço de teste, é necessário armazenar a energia calorífica previamente.

Para o armazenamento térmico de energia calorífica no tanque de 400 l, é necessário transferir a energia calorífica obtida pelos coletores solares térmicos para o tanque de 50 l e, depois, deste para o tanque de 400 l. Em relação à posição de abertura das válvulas, devem ser adotados os seguintes cuidados (ver figura 3.2 – Capítulo 3):

- as válvulas de corte existentes entre os coletores solares térmicos e o tanque de armazenamento térmico de 50 l têm de estar abertas. De igual forma, as válvulas de corte que permitem o fluxo entre o tanque de 50 l e o de 400 l, têm também de estar abertas;
- a válvula de três vias à saída do dissipador de calor tem de permitir o fluxo da água para o tanque de armazenamento térmico de 400 l. Com esta posição, embora não exista fluxo de água pelo dissipador de calor, durante o armazenamento de calor, o dissipador deve estar desligado com vista à poupança de energia;
- a válvula de três vias do condensador tem de impedir o fluxo neste permutador de calor e viabilizá-lo linearmente.

A energia calorífica transferida para o tanque de 50 l, proveniente dos coletores solares térmicos, provoca um aumento da temperatura da água existente no tanque. Caso exista movimento da água entre o tanque de armazenamento de 50 l e o de 400 l, pode ser armazenada energia calorífica no tanque de maiores dimensões. Deve, assim, ser assegurado que as bombas do campo solar (**Bomba 1**) e do dissipador de calor (**Bomba 4**) estejam ligadas, para que o

calor seja transmitido, através da água, desde os coletores solares térmicos até aos tanques de armazenamento térmico.

Antes de se iniciar o processo de armazenamento de calor, o ar deve ser purgado do tanque de armazenamento térmico de 400 l. Depois de terminado o processo de carga, as válvulas de corte à entrada e saída deste tanque devem ser fechadas, para que a água quente seja mantida no interior do armazenamento. A posição da válvula de três vias à saída do dissipador de calor deve voltar a permitir o fluxo neste dispositivo, para que, quando os coletores atinjam a temperatura de proteção contra o sobreaquecimento, o calor possa ser dissipado para o exterior.

4.7.2 Dificuldades na realização do teste

No dia 22 de abril, carregou-se o sistema de armazenamento térmico com água quente durante o período diurno. Embora estivesse tempo nublado (o que implicava menores ganhos por radiação quando comparado com céu limpo), a temperatura do espaço de teste era suficientemente confortável para não se necessitar de aquecimento, devido à temperatura ambiente “amena” registada no referido dia.

De mencionar que apenas se testou a solução de armazenamento térmico através de calor sensível. A solução híbrida não foi possível de testar porque não houve tempo suficiente que permitisse encher as bolas de polietileno com material de mudança de fase (PCM). Contudo, as bolas e o PCM estão adquiridos e o processo de enchimento já começou a ser estudado, com o objetivo de o otimizar em termos de velocidade e simplicidade.

Como o período de realização da dissertação coincidiu com uma altura do ano em que as necessidades de aquecimento durante o dia eram, geralmente, mais baixas do que no período de inverno, a testagem do armazenamento térmico constituiu um problema. Seria, pois, mais fácil testá-lo em períodos de mais baixa temperatura (do que aquela que se registou), porque é uma altura em que há maior exigência de aquecimento. Como, em abril, a temperatura ambiente durante o dia era geralmente “amena”, optou-se por testar o armazenamento térmico durante o período noturno devido às temperaturas mais baixas registadas. Assim, na noite do mesmo dia do carregamento efetuou-se o teste ao armazenamento térmico.

Antes da realização do aquecimento do espaço de teste é necessário configurar a posição de abertura das válvulas, para ser possível a utilização do armazenamento térmico de 400 l para este fim. Assim (ver figura 3.2 – Capítulo 3):

- as válvulas de corte à entrada e saída dos tanques de armazenamento térmico de 400 l e de 50 l têm de estar abertas;
- a válvula de três vias à saída do dissipador de calor tem de impedir o fluxo de água neste dispositivo e permiti-lo no tanque de 400 l;
- a válvula de três vias do condensador tem de impedir o fluxo de água por este dispositivo e permiti-lo linearmente;
- a válvula de três vias à saída do evaporador tem de impedir o fluxo por este permutador de calor e viabilizá-lo pelo ventiloconvetor do espaço de teste;
- a válvula de corte à entrada do evaporador tem de estar aberta.

O teste de aquecimento realizado teve como objetivo a manutenção da temperatura do espaço de teste entre os 22 °C e os 24 °C. Optou-se por estas temperaturas pois, na estação de aquecimento, estas são temperaturas que permitem que os ocupantes se mantenham na sala com adequados níveis de conforto térmico. Portanto, partindo de uma temperatura inferior aos 24 °C, com recurso ao *Labview*, ligou-se a bomba do dissipador de calor (**Bomba 4**), para permitir a circulação da água entre os dois tanques de armazenamento, e, simultaneamente, a bomba do ventiloconvetor do espaço de teste (**Bomba 3**), para viabilizar o fluxo de água neste

dispositivo. Depois, atingidos os 24 °C, as duas bombas eram desligadas, no propósito de impedir o fornecimento de energia calorífica ao espaço, arrefecendo-o. Quando a temperatura do espaço de teste chegasse aos 22 °C, ligavam-se de novo as bombas para aquecer a casa. Pelo facto de o teste se ter realizado no período noturno, a bomba do campo solar estava desligada, pelo que não existia passagem da água entre o tanque de armazenamento de 50 l e o campo solar. Além disso, não havia ganhos de radiação, quer no espaço de teste quer nos coletores solares térmicos, porque o teste foi realizado durante a noite.

Durante a realização do teste, constatou-se que o arrefecimento do espaço estava a ser bastante lento, pelo que, provavelmente, naquele dia, seria necessário passar toda a noite no espaço de teste para poder controlar as bombas, de modo a manter a sala à temperatura nos níveis pretendidos. Logo, não foi exequível efetuar o teste desta forma, o que comprovou, uma vez mais, a dificuldade de realização do teste de aquecimento nessa altura do ano.

A solução encontrada passou por se implementar um programa no *Labview* que permitisse que, quando a temperatura do espaço de teste ultrapassasse os limites das temperaturas definidas, as bombas, de forma automática, se ligassem ou desligassem, consoante o caso. Quando o valor da temperatura se situasse entre os dois limites definidos, as bombas manteriam o estado de funcionamento do instante anterior. Para que o valor da temperatura do espaço de teste fosse lido, foi necessário instalar um termopar no interior da sala (exatamente no meio, em termos de altura, largura e comprimento) e conectá-lo ao sistema de aquisição de dados, pois este termopar não estava instalado de início.

4.7.3 Teste de aquecimento no período noturno de 29 a 30 de abril

Em 29 de abril, foi efetuado, durante o dia, o processo de aquecimento da água, através dos coletores solares térmicos, e armazenada a energia térmica no tanque de 400 l. Às 21 h do mesmo dia iniciou-se o teste, com uma temperatura da água, no tanque de armazenamento, de 72 °C. Embora o objetivo inicial fosse manter a temperatura do espaço de teste entre os 22 °C e os 24 °C (considerando que a temperatura do ar do espaço de teste se encontrava a uma temperatura uniforme e igual à medida pelo termopar instalado), um erro no programa de *Labview* definiu a temperatura superior maior em 2 °C, ou seja, em 26 °C. Apesar de o erro, depois de identificado, ter sido resolvido e a temperatura máxima ter sido ligeiramente superior à temperatura de conforto, tal não constituiu um problema na obtenção e análise dos resultados. Seria de prever, apenas, um maior número de ciclos de aquecimento e arrefecimento, mas com uma frequência mais elevada. O intervalo temporal de obtenção e de registo de resultados foi de 10 segundos entre medições.

A figura 4.14 representa a evolução temporal, a partir da hora de início do teste (21h00min) da temperatura ambiente (a azul) e da temperatura do espaço de teste (a preto). Consta-se que, com o tanque de armazenamento térmico de 400 l, foi possível manter a temperatura da casa entre os 26 °C e os 22 °C durante cerca de 8 horas (até às 5h00min do dia 30 de abril). Observa-se, entre as 8 h e as 10 h desde o início do teste (5h00min e 7h00min, respetivamente), que com o período mais frio durante a realização do teste, o sistema de aquecimento já não foi capaz de elevar a temperatura do espaço de teste até aos 26 °C. Nesse período, a temperatura máxima atingida situou-se nos 25 °C, descendo constantemente a partir desse ponto. Mesmo com a temperatura ambiente a subir a partir das 9 h de teste, o sistema de aquecimento (que se encontrava ligado porque a temperatura de 26 °C não foi atingida) não foi capaz de elevar a temperatura do espaço de teste. Prevvia-se que, após várias horas, a energia calorífica instantânea fornecida pelo sistema tendesse para zero e, se não existissem ganhos por radiação, o espaço de teste atingisse o equilíbrio térmico com o ambiente. Assinale-se que, no início do teste, a temperatura da casa situava-se entre os 13 °C e os 14 °C. Além disso, a temperatura da casa,

durante a realização do teste, atingiu valores superiores e inferiores aos limites definidos. Isto deveu-se à inércia do escoamento de água na passagem no ventiloconvetor.

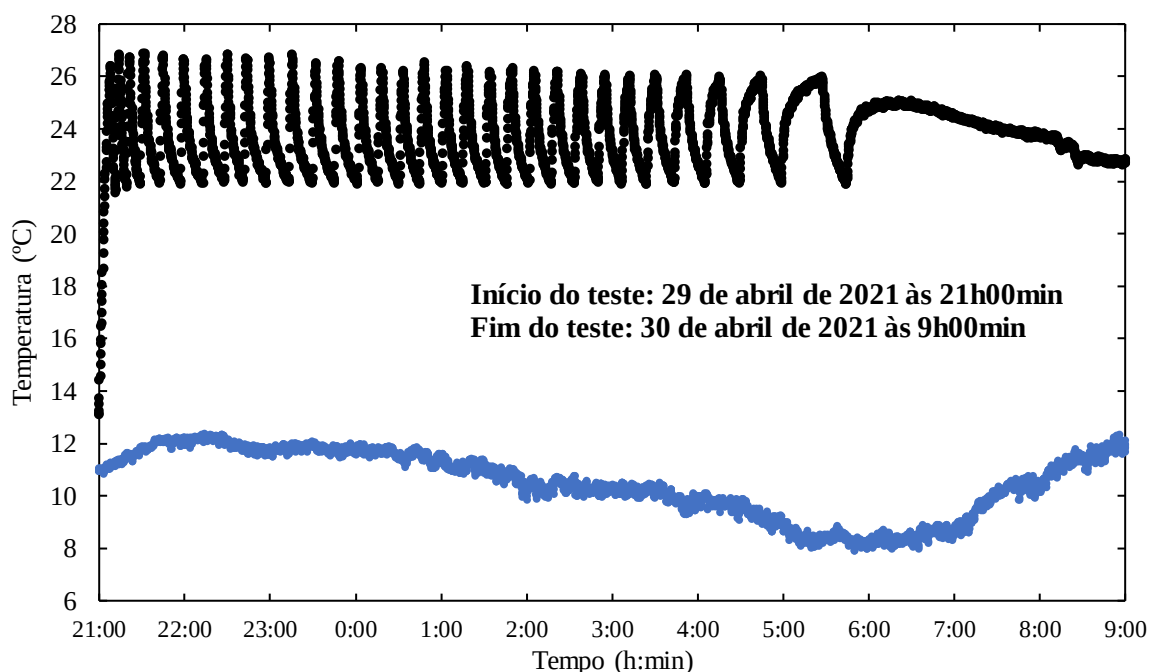


Figura 4.14 - Variação temporal da temperatura do espaço de teste (a preto) e da temperatura ambiente (a azul).

A figura 4.15 representa a variação temporal da quantidade acumulada de energia fornecida pelo sistema de aquecimento ao espaço de teste (a preto). Na tabela 4.2 estão apresentados os valores numéricos que auxiliam a sua análise. É visível um crescimento mais rápido do fornecimento de energia no início do teste e uma diminuição da velocidade de crescimento nos instantes finais. Na primeira hora, a energia fornecida ao sistema foi cerca de 249,2 % superior à que se forneceu durante a segunda hora. Na última hora de teste, a energia fornecida pelo sistema de aquecimento foi cerca de 5,6% da energia acumulada verificada no início da mesma hora, enquanto na hora anterior, de forma análoga, tinha sido de 9,3%. Doze horas após o início do teste (9h00min), a energia total fornecida ao sistema foi cerca de 18,67 kWh.

Isto comprova, mais uma vez, que, se o teste se prolongasse no tempo, o crescimento do valor da quantidade de energia fornecida instantaneamente pelo tanque ao espaço de teste tenderia para o valor nulo. As variações que se observam nos instantes intermédios devem-se à ausência de fornecimento de energia, pois, nesses momentos, o espaço de teste encontra-se em arrefecimento, porque a temperatura de 26 °C foi atingida. Para o cálculo da energia fornecida, foi admitido que o caudal volúmico de água no ventiloconvetor era de 8 l/min. O Labview não regista os valores do caudal volúmico debitado pela bomba, que é constante. O valor apenas pode ser visualizado durante a execução do teste, e rondou o valor referido.

Na figura 4.15 está também traçada a evolução da temperatura da água à entrada do ventiloconvetor em função do tempo (a azul). Observa-se que a temperatura inicial sobe aproximadamente dos 25 °C até aos 60 °C e, só depois, começa a baixar. Isto deve-se à mistura da água do tanque de armazenamento de 400 l (que se encontra a 72 °C) com a água que se encontra nas tubagens e no tanque de armazenamento de 50 l, a temperatura mais baixa. Aliada a esta circunstância, existem perdas ao longo do circuito, desde o tanque de 400 l até ao ventiloconvetor, que não permitem que a temperatura de entrada da água no *fan-coil* tenha um valor igual à da de saída do tanque de maiores dimensões. Constata-se também que, para se

conseguir elevar a temperatura da casa, a temperatura da água do circuito, para as condições de teste, teve de ser superior a 35 °C (temperatura depois de 8 horas de teste, às 5h00min). As descidas bruscas de temperatura observadas nos instantes intermédios de teste devem-se ao arrefecimento da água parada no *fan-coil* (em virtude de as bombas se encontrarem desligadas com o sistema de aquecimento desligado) provocado pelo ar do espaço de teste que circula no ventiloconvector, que continua em funcionamento.

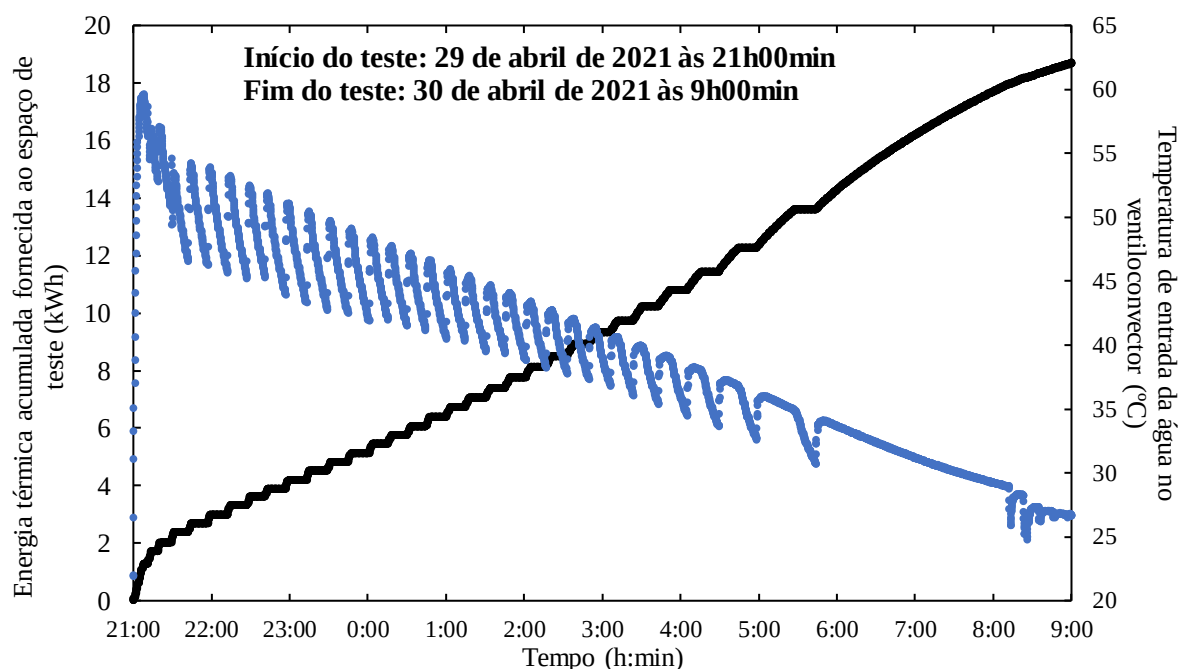


Figura 4.15 - Variação temporal da energia térmica acumulada fornecida pelo sistema de aquecimento (a preto) e da temperatura de entrada da água no ventiloconvector (a azul).

Tabela 4.2 – Quantidade de energia térmica acumulada fornecida desde o início do teste, no dia 29 de abril de 2021 às 21:00, até ao início das diferentes horas de teste indicadas

Hora de teste (h:min)	Tempo após início do teste (horas)	Energia térmica fornecida acumulada (kWh)
21:00	0	0,00
22:00	1	2,99
23:00	2	4,19
00:00	3	5,13
01:00	4	6,38
02:00	5	7,75
03:00	6	9,32
04:00	7	10,79
05:00	8	12,34
06:00	9	14,26
07:00	10	16,18
08:00	11	17,68
09:00	12	18,67

4.8 Testes de arrefecimento do espaço de teste

4.8.1 Carregamento do circuito de arrefecimento com isobutano

Antes do arranque do ciclo de arrefecimento, é necessário carregar o circuito com fluido frigorígeno, neste caso, isobutano. Para o efeito, além da bomba de vácuo e do medidor múltiplo de pressão, visíveis na figura 4.8, necessita-se de garrafa com R600a e respetivo adaptador, recuperador de gás, balança e detetor de fugas.

Previamente ao início do processo de carregamento, é indispensável conectar os tubos segundo as posições indicadas na figura 4.16. Observa-se que existe um tubo que liga a bomba de vácuo à válvula de baixa pressão do medidor múltiplo de pressão. Por sua vez, a válvula intermédia do medidor conecta-se, através de um tubo, ao circuito. O recuperador de gás encontra-se ligado pela sua válvula de saída à válvula de alta pressão do medidor. A válvula de entrada de fluido no recuperador de gás liga-se ao adaptador, que se fixa à garrafa de isobutano por uma ligação roscada.



Figura 4.16 – Conexão dos tubos para carregamento de isobutano no circuito.

O procedimento de carregamento obedece à sequência seguinte:

- abrem-se as válvulas do medidor múltiplo de pressão do tubo da bomba de vácuo, do circuito e do recuperador de gás;
- liga-se a bomba de vácuo para permitir que o circuito e os tubos sejam todos evacuados. O objetivo consiste na inserção de apenas isobutano dentro do circuito, sem mistura de outro fluido diferente, como azoto ou ar. O carregador de gás deve ser ligado para permitir a movimentação de possíveis fluidos existentes dentro da máquina e a sua evacuação. Quando o vácuo for atingido (possível de visualizar através da observação do valor da pressão nos mostradores de pressão do recuperador de gás e do medidor

múltiplo), o recuperador de gás pode ser desligado, a válvula de baixa pressão do medidor fechada e a bomba de vácuo desligada;

- com os tubos de vácuo evacuados é possível proceder à inserção de R600a. Abre-se a válvula da garrafa de isobutano, assim como se liga o recuperador de gás. Com a garrafa sobre a balança é possível medir a massa de gás injetado no circuito;
- quando a massa pretendida for inserida no circuito desliga-se o recuperador de gás e fecham-se as válvulas do circuito e da garrafa. O processo de carregamento fica concluído.

Durante o carregamento do gás, o detetor de fugas deve estar ligado e deve-se verificar se se detetam possíveis fugas nos diversos pontos da instalação. Depois do carregamento, com recurso ao *Labview*, tem de se averiguar se a pressão nos pontos do circuito coincide com a pressão de saturação à respetiva temperatura.

O primeiro carregamento foi efetuado no dia 31 de março. Durante o processo de carregamento não foram detetadas fugas de R600a. Inicialmente, introduziu-se 1,175 kg de isobutano. Durante a realização da dissertação foram efetuados mais carregamentos de isobutano, por motivos que adiante se explicam. Nestes casos, o procedimento é o mesmo, excetuando a evacuação do circuito de R600a, que é desnecessária.

4.8.2 Iniciação e encerramento do ciclo de arrefecimento e cuidados

Antes do arranque do ciclo deve-se garantir que existe água disponível para arrefecimento do fluido frigorígeno no condensador. O fornecimento de água ao condensador e a purga do ar da instalação (especialmente das manguerias e do condensador) deve ser a primeira etapa a efetuar. Paralelamente, os coletores solares térmicos devem ser descobertos e a válvula de expansão ligada e definida para a posição pretendida. Contudo, é possível alterar a sua posição durante o funcionamento do ciclo.

A posição de abertura das válvulas do circuito de água tem de ser definida para as seguintes posições (ver figura 3.2 – Capítulo 3):

- a válvula de três vias à saída do dissipador de calor deve estar definida para permitir que o fluxo de água circule neste dispositivo. O dissipador de calor deve estar operacional durante todo o teste, ligando-se quando a temperatura da água nos coletores atingir a temperatura definida de proteção dos mesmos;
- as válvulas de corte do tanque de armazenamento de 50 l devem estar todas abertas;
- a válvula de três vias à saída do evaporador tem de viabilizar a circulação de fluxo neste permutador de calor;
- as válvulas de corte na saída e na entrada do condensador (figura 4.13) têm de estar fechadas;
- a válvula de três vias do condensador deve permitir que o fluxo seja linear;
- a válvula de corte à entrada do evaporador deve estar fechada.

A temperatura de proteção dos coletores solares térmicos deve ser alterada para 95 °C. A temperatura de 80 °C (temperatura que deve ser a definida durante a não utilização do sistema para arrefecimento) da água à saída dos coletores solares térmicos não é suficiente para que seja transferido calor em quantidades adequadas para fazer funcionar o ciclo. Dito de outra forma, esta temperatura não é bastante para se obter vapor saturado à entrada do ejetor, de modo a conseguir arrefecimento do espaço de teste. Por conseguinte, para se obter arrefecimento é fundamental a existência de quantidade de radiação solar suficiente. Para que o sistema funcione em condições nominais, radiação solar de cerca 500 W/m² é suficiente [72].

Após as etapas anteriores, o sistema de arrefecimento, com recurso ao *Labview*, pode ser iniciado. A figura 4.17 apresenta a tela que permite o controlo do sistema de arrefecimento. Com o *software* é possível ativar e desativar as bombas do dissipador de calor, do ventiloconvetor e do gerador. A bomba do ciclo de arrefecimento pode ser ativada e a sua frequência de operação variada. O tempo de aquisição de dados entre medições é definido. A posição de avanço do fuso (*spindle*) do ejetor pode ser alterada. Caso se detete pressão excessiva nos três diferentes ramais do ejetor (dependendo das pressões nominais suportadas pelos transdutores de pressão presentes no ciclo de arrefecimento), o respetivo botão vermelho acende-se (parte superior esquerda da tela da figura 4.17). Nestas situações, o ciclo pode ser desligado pelo acionamento do botão. É possível observar os valores da pressão, temperatura e caudal volúmico dos diversos pontos.

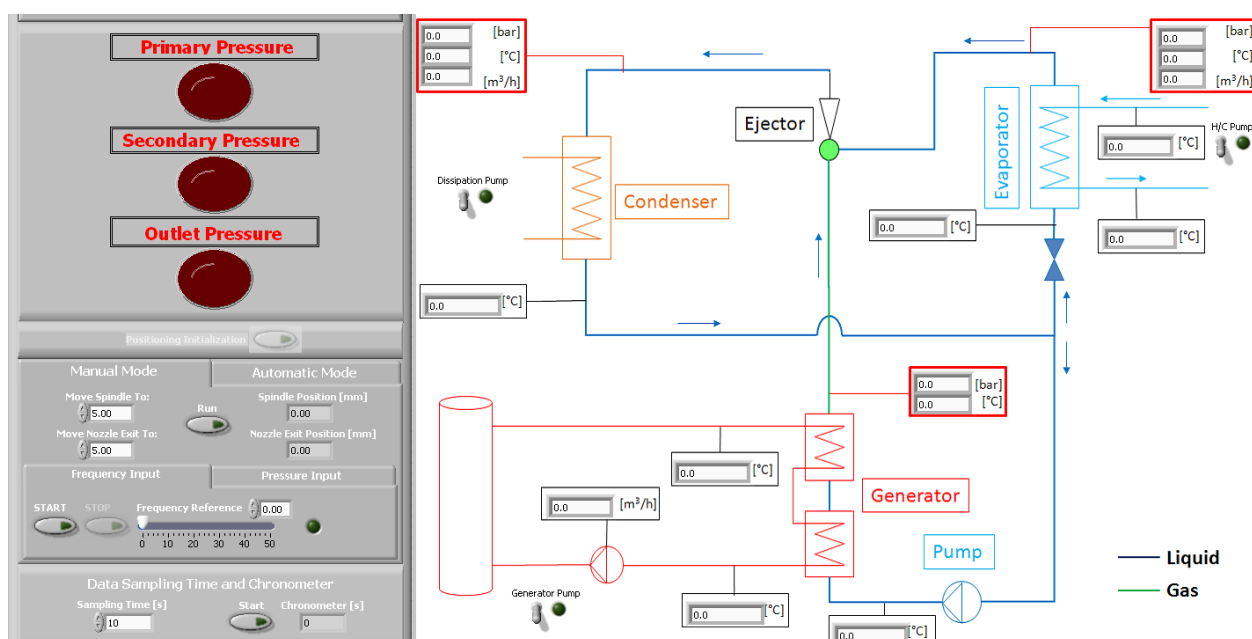


Figura 4.17 - Tela de controlo do ciclo de ejeção, a partir do *Labview*.

No arranque do programa, o botão *Positioning Initialization* deve ser pressionado para permitir que o ejetor se posicione na posição inicial. Após isso, a posição de avanço do fuso pode ser deslocada para montante entre os 5 mm e os 8 mm, desde a posição zero (que se considera como a posição em que contacta com as paredes do bocal convergente-divergente, impedindo o escoamento do fluido proveniente do gerador). Contudo, é necessário, após o valor ser definido, acionar o botão *Run*. Caso se pretenda arrefecer a casa, a bomba do ventiloconvetor tem de ser ligada. Para que se transfira calor do espaço de teste para a água é necessário que o ventiloconvetor esteja também ligado.

Posteriormente, liga-se a bomba do gerador para permitir a circulação de água entre o tanque de armazenamento de 50 l e o gerador. Assim, começa-se a transferir calor para o fluido frigorigéneo, embora este ainda não esteja em movimento. Todavia, ocorre um ligeiro aumento da temperatura do fluido que se encontra no interior do permutador de calor. Portanto, é possível ver a temperatura do isobutano na saída do gerador a subir.

Posto isto, a bomba do ciclo de fluido frigorigéneo pode ser ligada. No entanto, deve-se garantir que o fluido proveniente do gerador (escoamento principal) entra no ejetor como vapor sobreaquecido. O aumento da frequência de operação provoca o aumento da pressão do isobutano no gerador, que, consequentemente, aumenta a temperatura de saturação. Assim, e

de início, a frequência de operação deve ser baixa (25 Hz); só depois, será incrementada consoante a temperatura e pressão observadas.

Embora a tela da figura 4.17 permita a observação em tempo real dos valores das propriedades termodinâmicas nos diversos pontos do ciclo, é possível alternar para outra tela, onde se pode visualizar, de forma gráfica, a evolução temporal desses valores. Nessa tela, existe a informação das propriedades em outros pontos do subsistema térmico e da radiação solar global incidente nos coletores solares térmicos. Uma das vantagens, é que a tela permite detetar com facilidade variações bruscas da pressão no circuito do gerador. Deste modo, identificando-se que está a ocorrer cavitação, o ciclo pode ser encerrado de imediato. Também é possível detetar a cavitação através do ruído provocado por este fenómeno. No protótipo em estudo, esta ocorre mais frequentemente devido a insuficiente quantidade de gás ou a um diminuto nível de sobreaquecimento.

No encerramento do ciclo começa-se por desligar a bomba do ciclo de ejeção. Depois, podem-se encerrar as bombas ainda ligadas (bomba do gerador e do ventiloconvetor) e também o ventiloconvetor do espaço de teste. A posição do fuso do ejeter deve voltar a ser definida para a posição inicial, que é de 5 mm. Posto isto, o *Labview* pode ser encerrado.

Por fim, os coletores solares térmicos devem ser novamente cobertos e a temperatura de proteção de sobreaquecimento dos coletores redefinida para 80 °C. A válvula de expansão pode ser desligada e cortado o fornecimento de água ao condensador.

4.8.3 Teste para obtenção da pressão mínima de sucção do ejeter para se obter arrefecimento do espaço de teste

O primeiro teste realizado com o ejeter para avaliação do seu desempenho consistiu na determinação da pressão de sucção mínima para obtenção de arrefecimento, com diferentes pressões do isobutano no gerador e posições de avanço do fuso. Induzindo o fecho total da válvula de expansão, o caudal de isobutano que passa no evaporador é nulo, sendo impossível adquirir arrefecimento. Nestas condições, o rácio de arrasto (λ) é zero.

No teste foram realizadas três ensaios respetivamente em três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio). Comparou-se a pressão relativa do isobutano no evaporador (pressão de sucção ou secundária) com a pressão relativa do isobutano no condensador (contrapressão), para diferentes pressões relativas do isobutano no gerador (pressão principal) e posições de avanço do fuso.

Relativamente às posições de avanço do fuso, tal ajuste é possível através da sua definição no programa *Labview*. No que diz respeito às pressões principais, estas podem ser alcançadas, de igual modo, com a definição do valor pretendido no *Labview*, o que automaticamente varia a frequência de operação da bomba. Todavia, neste modo, pelo ruído emitido pela bomba, verificou-se que esta operava com oscilações excessivas, prejudiciais à sua integridade. Como solução, para se obterem as pressões pretendidas, alternativamente, foi realizado um controlo de frequência da bomba, de modo a que essa frequência de operação melhor aproximasse a pressão principal da que se pretendia.

As evoluções atinentes da pressão relativa de sucção e correspondente incerteza, em função da contrapressão relativa, para as pressões principais relativas de 8 bar (pontos a azul), 9 bar (pontos a vermelho), 10 bar (pontos a preto) e 11 bar (pontos a verde), e para as posições de avanço do fuso de 6 mm, 7 mm e 8 mm, encontram-se representadas, respetivamente, nas figuras 4.18, 4.19 e 4.20. É visível, em cada gráfico, a existência de três pontos da mesma cor. Cada um representa um ensaio diferente (realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) para a mesma pressão principal e posição de avanço do fuso. No anexo E, encontram-se as

tabelas que contêm os valores médios e incerteza associada aos pontos existentes nas figuras referidas.

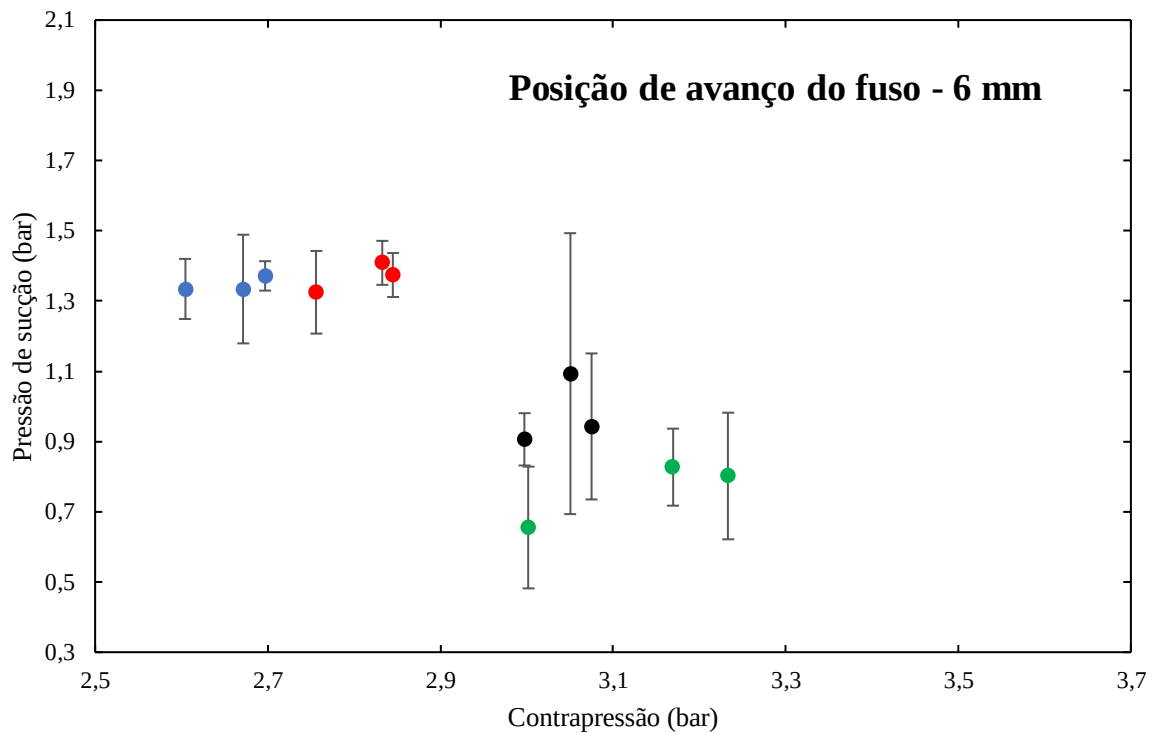


Figura 4.18 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 6 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).

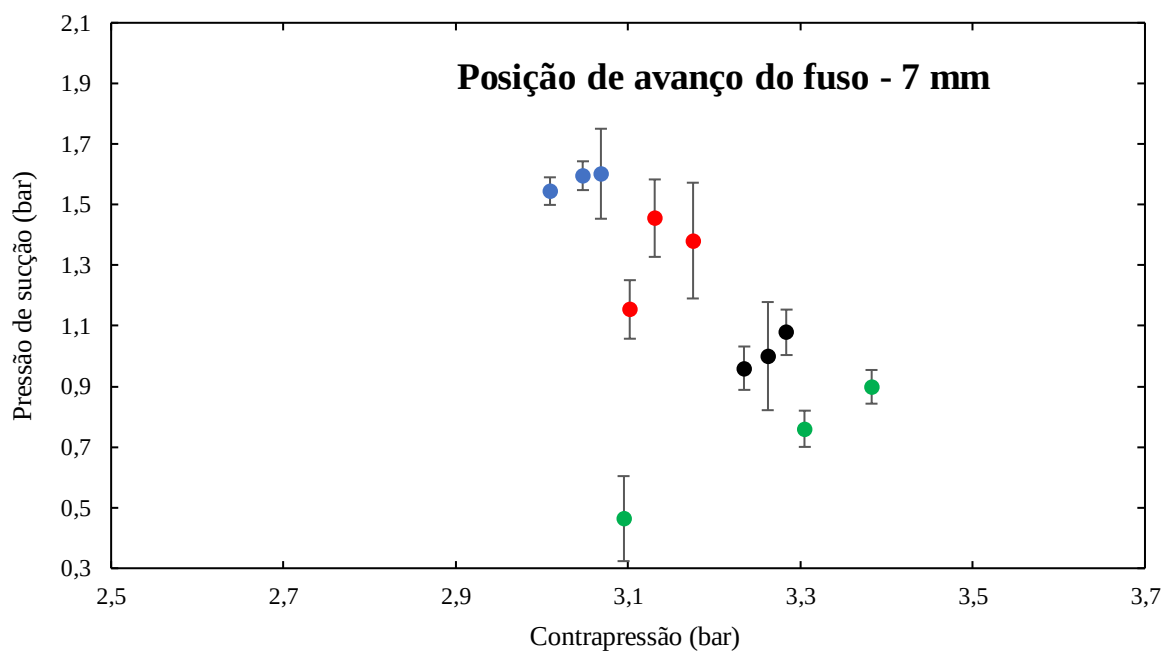


Figura 4.19 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 7 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).

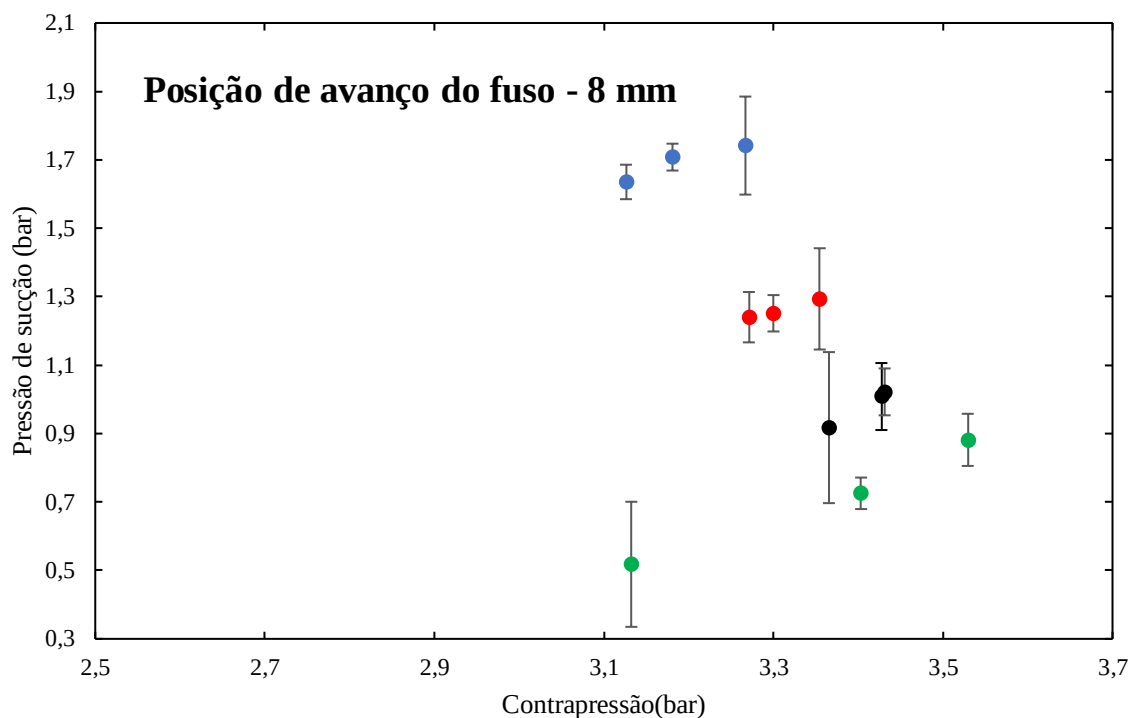


Figura 4.20 - Pressão relativa de sucção e respetiva incerteza em função da contrapressão relativa, para uma posição de avanço do fuso de 8 mm nos três dias diferentes (8 de abril, 3 de maio e 4 de maio) e diferentes pressões principais relativas: 8 bar (azul); 9 bar (vermelho); 10 bar (preto); 11 bar (verde).

Os pontos obtidos nas figuras 4.18, 4.19 e 4.20 foram calculados, simplesmente, através da média de uma série de observações ao longo do tempo, a partir do momento em que a frequência da bomba foi constante e permitiu atingir a pressão principal pretendida. As barras de erro da figura permitem estimar, com 95 % de confiança, os limites que deverão conter o valor verdadeiro da leitura. Admitiu-se que as amostras seguem uma distribuição *t* de Student. Como tal, para o cálculo da incerteza, multiplicou-se o desvio padrão amostral pela variável *t*. Segundo [95], quando o número de observações é superior a 10, é suficiente adotar o valor de 2 para a variável *t*. Como o número de leituras registadas, em todos os casos, excedeu esse valor¹⁰, por simplificação foi adotado o valor de 2.

Nas figuras 4.18, 4.19 e 4.20, observa-se que a contrapressão, para as mesmas pressões principais, se intensifica com o aumento da posição de avanço do fuso. Para cada posição, com o aumento da pressão principal, existe, em geral, uma diminuição da pressão secundária. No entanto, com o aumento da contrapressão, para a mesma posição de avanço do fuso e pressão principal, a pressão de sucção também aumenta. Tal relação é mais clara para contrapressões mais elevadas (a partir de 3,1 bar).

Embora a variação da pressão de sucção com a pressão principal, a contrapressão e a posição de avanço do fuso, sigam, maioritariamente, a tendência esperada, certos pontos apresentam uma incerteza relativa excessiva (superior a 10 % do valor de medição), pelo que não é possível obter o esperado valor da pressão mínima de sucção consoante as condições de funcionamento do sistema. Não foi possível apontar uma causa específica para tal ter acontecido.

Adicionalmente, observa-se que a contrapressão média e a pressão de sucção média, para as mesmas pressões principais e para a mesma posição de avanço do fuso, é diferente para os

¹⁰ Foram realizadas medições, em cada caso, entre 10 e 15 minutos e os valores foram registados a cada 10 segundos.

diversos ensaios realizados. De facto, existem parâmetros incontrolláveis que podem fazer variar as propriedades do fluido no ciclo durante a realização de cada uma das experiências. Um deles é a variação da radiação solar que provoca uma alteração da temperatura de entrada do fluxo de isobutano proveniente do gerador (fluxo principal) no ejetor e, consequentemente, do grau de sobreaquecimento.

Outro consiste no fluxo de água que passa no condensador para arrefecimento do ciclo. O caudal de água que circula neste permutador de calor pode variar dependendo da utilização que a água proveniente do reservatório está a ter por parte de outros consumidores que também usufruem dela. Os sensores instalados no sistema não permitem a obtenção do valor do caudal volumico de água que passa no condensador.

Conclui-se que este teste, nestas condições, não é indicado para a análise do desempenho do ejetor, devido à variabilidade aleatória de parâmetros no sistema. No entanto, se tal fosse realizado num ambiente laboratorial com condições de teste restritamente mais controláveis (por exemplo, fornecendo uma potência calorífica ao ciclo pelo gerador constante e controlando o caudal de água fria que passa no condensador), seria um bom ensaio para a determinação do desempenho do ciclo de ejetor. Não tendo sido possível, optou-se pela realização de outra experiência, que será analisada com detalhe no subcapítulo seguinte.

4.8.4 Teste para análise da influência da massa de isobutano no ciclo de ejeção

Como mencionado, o teste anterior não foi conclusivo em relação aos valores de pressão do isobutano no evaporador (pressão de sucção ou secundária) mínima para a obtenção de arrefecimento, sendo mais indicado para se realizar num ambiente laboratorial. Assim, para avaliar o desempenho do ejetor e do ciclo de ejeção no protótipo instalado, recorreu-se a outro teste diferente, que consistiu na análise do coeficiente de desempenho (COP) da instalação experimental.

Embora com o teste da pressão de sucção mínima não se tenha obtido o respetivo valor para as diferentes condições de teste, o vácuo (valor abaixo da pressão atmosférica) não foi atingido. Uma das hipóteses para tal ter acontecido foi o facto de o sistema poder estar sobrecarregado, pelo que se começou pela libertação de gás da instalação. Utilizou-se uma mangueira que se ligou à válvula de drenagem do circuito de arrefecimento, abrindo-a quando fosse necessária a extração de gás.

Na impossibilidade de medir a massa retirada da instalação, optou-se por libertar gás durante aberturas da válvula nos intervalos de tempo definidos. Consistiu, então, num processo iterativo, que, pela análise do COP do sistema, possibilitou a avaliação do desempenho do ciclo de ejeção, ao mesmo tempo que se visualizou a sua influência com a variação do valor da massa de isobutano no ciclo.

Inicialmente, abriu-se a válvula de drenagem durante 20 segundos. No entanto, verificou-se que durante o funcionamento do ciclo foi atingida a cavitação. Tal se deveu à existência de quantidade de massa insuficiente de fluido frigorigéneo. O tempo de abertura da válvula foi excessivo, pelo que foi necessário voltar a carregar o sistema com isobutano, desta vez com mais 250 g.

Para a análise do COP do sistema e da sua variação consoante a massa de isobutano existente no ciclo, efetuaram-se os ensaios com a válvula de expansão aberta 50 % e com uma posição de avanço do fuso de 6,5 mm. Foram feitas sucessivas extrações de gás da instalação durante 3 segundos. Entre ensaios, calculou-se o COP do sistema e efetuou-se a comparação com o obtido no ensaio anterior.

A figura 4.21 representa a variação do COP do sistema e respetiva incerteza em função da pressão relativa do isobutano no gerador (pressão principal), para uma posição de avanço do fuso de 6,5 mm, com a válvula de expansão aberta cerca de 50 %. Adicionalmente, é possível consultar os valores numéricos dos pontos associados às grandezas definidas no Anexo F. Os parâmetros de controlo (posição de avanço do fuso e pressão principal) foram definidos de igual modo aquando da realização do teste para obtenção da pressão de sucção mínima para se obter arrefecimento. Na figura 4.21 estão representados 4 conjuntos de pontos de cor diferente. Cada cor representa o ensaio realizado com a mesma quantidade de massa no sistema. Desta forma, os pontos azuis apresentam o COP médio da amostra para uma quantidade de massa superior no sistema, seguidos pelos pontos amarelos, verdes e pretos, sucessivamente. Os ensaios representados pelos pontos a azul e a amarelo foram realizados no dia 19 de maio, por esta ordem; o ensaio representado pelos pontos a verde no dia 25 de maio; o ensaio representado pelos pontos a preto no dia 27 de maio.

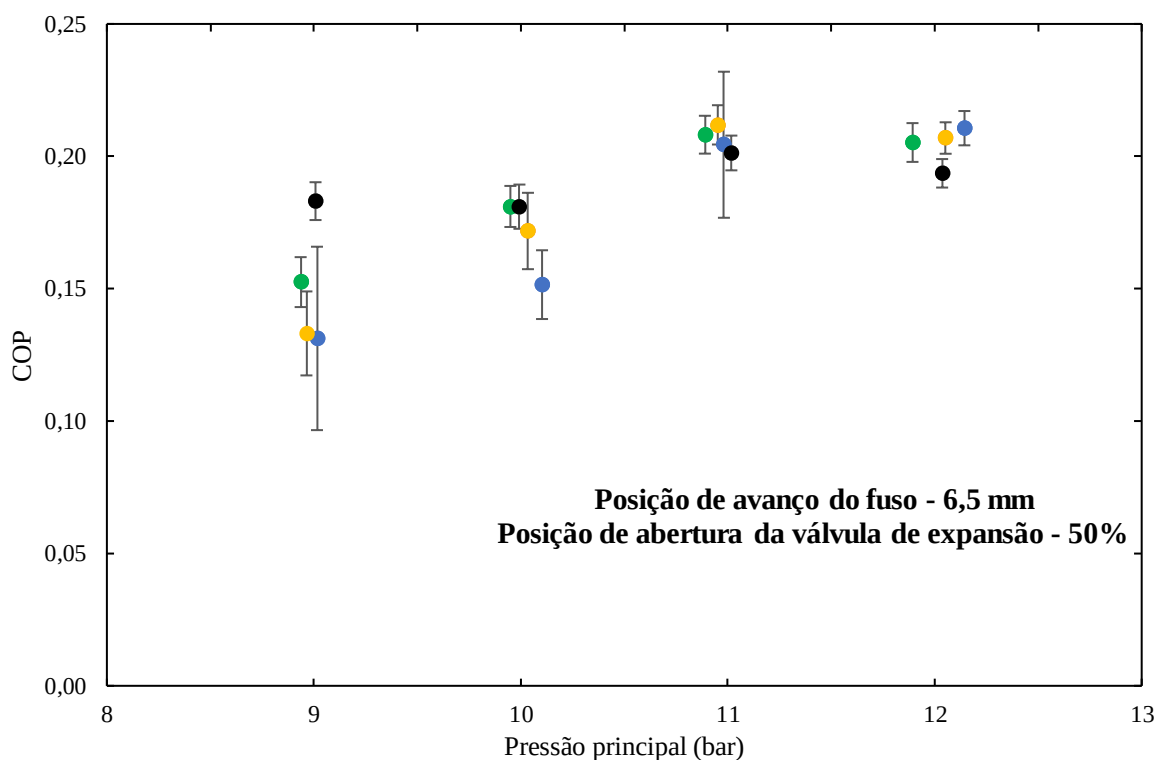


Figura 4.21 – Evolução do COP do sistema, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).

O valor do COP e da pressão principal de isobutano, para os diversos pontos, foram obtidos pela média das observações realizadas, impondo a frequência de operação da bomba do ciclo de arrefecimento que melhor aproximava a pressão do isobutano no gerador da requerida. O valor da incerteza do COP do sistema seguiu abordagem análoga à enunciada no teste efetuado para a obtenção da pressão de sucção mínima para se alcançar arrefecimento, para obtenção da incerteza do valor da pressão de sucção.

Na figura 4.21 visualiza-se que o COP se mantém praticamente constante com a pressão principal, quando a massa é inferior. Para pressões principais mais baixas, diminui mais significativamente com o aumento da massa. Em termos percentuais, quando a massa do

isobutano é maior (pontos a azul), a variação máxima do seu COP, em relação ao seu valor máximo (que ocorre para 12 bar), para as pressões observadas, é de cerca de 38,1 %. Quando a massa decresce, o valor máximo do COP ocorre para 11 bar e, a variação percentual é de 38,1 %, 28,6 % e de 10,0 %, consoante a massa de isobutano é menor, respetivamente.

Comparando os casos de maior e de menor massa (pontos a azul e pontos a preto, respetivamente) para 9 bar, o COP, no caso com menor massa no ciclo, é superior em 38,5 % do valor obtido com o caso com maior quantidade. Para 10 bar, o seu valor é 20,0 % superior. No caso de pressão principal de 12 bar, menor massa no sistema origina um valor menor no COP. Todavia, com o caso de maior massa, o COP obtido é superior em 10,5 % do obtido com o caso de menor massa, sendo inferior à diferença obtida com 9 bar e com 10 bar. Com 95 % de confiança, não é possível precisar qual o ponto, entre os três de maior massa, que apresenta maior valor de COP, ainda que o valor médio decresça consoante a diminuição da massa. Do mesmo modo, no caso de pressão principal de 11 bar, a variação do COP com a massa não é perceptível devido à incerteza associada aos pontos em causa.

Para se confirmar que os resultados antes obtidos estavam diretamente relacionados com a variação da massa de fluido no ciclo de refrigeração e não com fatores externos, como o mau posicionamento da posição de avanço do fuso ou a deficiente dissipação do calor, foram efetuados dois gráficos. O primeiro, observável na figura 4.22, e cujos valores numéricos se apresentam no Anexo G, consistiu na análise da variação do caudal mássico principal com a pressão principal, para os ensaios apresentados na figura 4.21

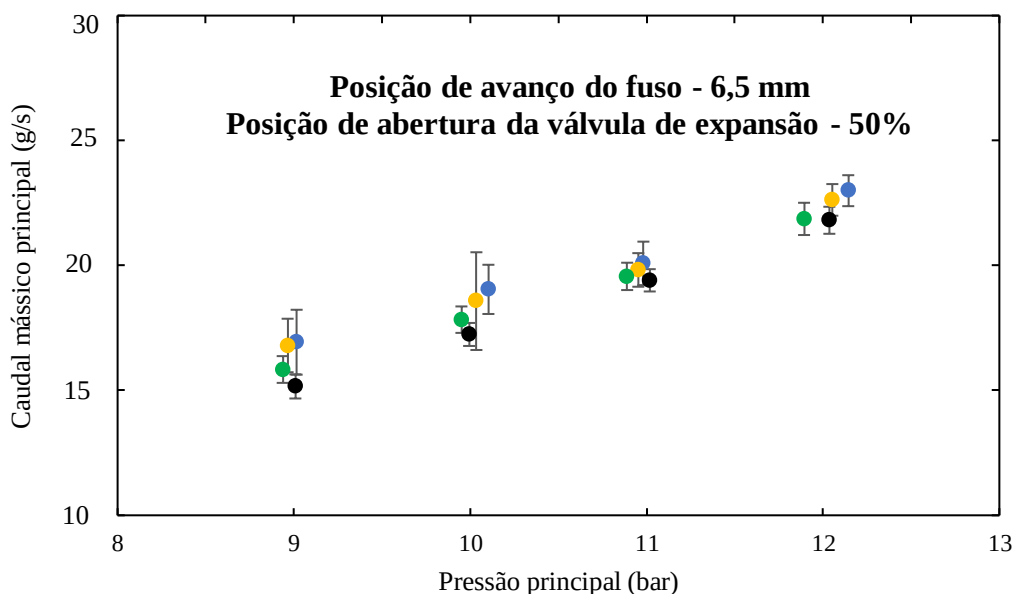


Figura 4.22 - Evolução do caudal mássico principal, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).

Como apenas se dispõe do caudal volúmico de isobutano no condensador e no evaporador, tratando-se de um gás compressível, o caudal mássico de fluido nesses permutadores teve de ser calculado de acordo com a pressão e a temperatura nos locais de medição. Posteriormente, foi realizado um balanço mássico para a obtenção do caudal mássico de isobutano no gerador, segundo a equação 4.2:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_c + \dot{m}_e \quad (4.2)$$

Onde:

$\dot{m}_g$ representa o caudal mássico do isobutano no gerador,

$\dot{m}_c$ representa o caudal mássico do isobutano no condensador,

$\dot{m}_e$ representa o caudal mássico do isobutano no evaporador.

Adicionalmente o caudal mássico principal pode ser definido pela equação 4.3 [96]:

$$\dot{m}_g = \frac{A_{bocal} \times P_g}{\sqrt{T_{g:sai}}} \times \sqrt{\eta_{bocal} \times \frac{\gamma_{g:sai}}{R_{g:sai}} \times \left(\frac{2}{\gamma_{g:sai} + 1}\right)^{\left(\frac{\gamma_{g:sai} + 1}{\gamma_{g:sai} - 1}\right)}} \quad (4.3)$$

Onde:

A_{bocal} é a área de abertura do bocal convergente-divergente,

P_g é a pressão principal (pressão do isobutano no gerador),

$T_{g:sai}$ é a temperatura do isobutano à entrada do bocal convergente-divergente (à saída do gerador),

η_{bocal} é a eficiência isentrópica do escoamento do fluido no bocal convergente-divergente (à saída do gerador),

$\gamma_{g:sai}$ é o rácio de calores específicos do fluido à entrada do bocal convergente-divergente (à saída do gerador) e

$R_{g:sai}$ é a constante do gás à entrada do bocal convergente-divergente (à saída do gerador).

Analisando a equação 4.3, observa-se que o caudal mássico do escoamento do fluido compressível no gerador é função das propriedades termodinâmicas do fluido à entrada do bocal convergente-divergente e da sua geometria. No entanto, a pressão principal e a área do bocal (que pode ser alterada com o ajuste da posição de avanço do fuso) são os fatores dominantes que influenciam o caudal mássico principal, visto que os restantes termos estão dentro de uma raiz quadrada. Logo, será de esperar que em todos os ensaios realizados nas mesmas condições de pressão principal e de posição de avanço do fuso o caudal mássico principal seja idêntico. Caso contrário, por exemplo, a posição de avanço do fuso poderia não estar corretamente calibrada, diferindo a área de abertura do bocal nos diferentes ensaios, o que poria em causa os resultados obtidos.

Na figura 4.22 observa-se que, para cada pressão principal diferente, o valor médio do caudal mássico principal, nos diferentes ensaios, não é exatamente o mesmo. Contudo, tendo em conta a incerteza associada a cada um dos pontos representados e a variabilidade de temperatura do fluido à entrada do bocal nos diversos ensaios (não é um parâmetro de controlo), pode admitir-se que não existe variação significativa do caudal mássico consoante os ensaios realizados para cada uma das pressões. Aliás, a variação máxima que se regista é cerca de 10 % (entre o valor médio máximo e o mínimo) para a pressão relativa de 9 bar e, a 95 % de confiança, existe possibilidade de o valor verdadeiro do caudal ser igual para qualquer uma das quantidades de massa no sistema. Considera-se, portanto, que a relação entre a pressão e o caudal mássico se manteve em todos os ensaios, não tendo sido um fator influenciador para a consecução dos resultados obtidos em relação ao COP do sistema.

A figura 4.23 relaciona a contrapressão relativa para cada pressão principal, nos diferentes ensaios realizados representados na figura 4.21. Neste caso, tendo em conta as incertezas, a 95 % de confiança, associadas a cada um dos pontos representados, existe a possibilidade de

que o valor verdadeiro da contrapressão seja igual em todos os ensaios. Assim, pode-se afirmar que a pressão de condensação não teve influência significativa nos resultados obtidos em relação ao COP do sistema. Se os resultados demonstrassem que a pressão no condensador era diferente em cada um dos ensaios, tal poderia estar relacionado com deficiências na dissipação do calor do ciclo, em certos ensaios, o que dificultava o estudo do efeito da quantidade de isobutano no sistema. Os valores da contrapressão e da pressão principal, e respectivas incertezas, dos pontos representados na figura 4.23, encontram-se no anexo H.

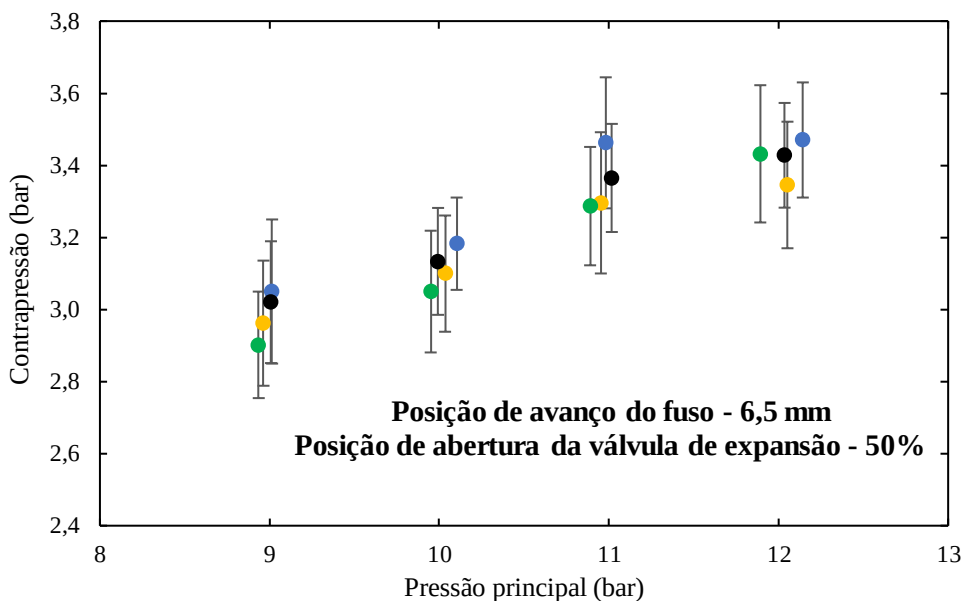


Figura 4.23 – Evolução da contrapressão, e respectiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), em diferentes ensaios realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto).

Desta forma, concluiu-se que o COP do sistema tenderia a ter uma diminuição menos acentuada com a descida da pressão principal, quanto menor fosse a massa do sistema. No entanto, para valores elevados de pressão principal, o COP será menor, mas com menor diferença, comparando ao que acontece para pressões principais mais baixas. Por outro lado, se a quantidade de fluido for demasiado baixa, ocorre cavitação. Portanto, tomou-se como objetivo continuar a reduzir a quantidade de fluido dentro da instalação até se observar a existência de cavitação. Nesse ponto, seria necessário carregar novamente o ciclo com isobutano e, iterativamente, atingir um desempenho similar ao que se tinha anteriormente à ocorrência de cavitação.

O COP do sistema alcançado no dia 8 de junho de 2021, para a posição de avanço do fuso definida em 6,5 mm, e com a válvula de expansão aberta em 50 % para as pressões principais de 9 bar, 10 bar, 11 bar e 12 bar, encontra-se representado pelos pontos de cor cinzenta na figura 4.24. A figura espelha, nos pontos pretos, o COP obtido antes de se atingir cavitação, o que possibilita a comparação entre as duas quantidades de massa de isobutano no ciclo. Na figura 4.24 estão também representadas as incertezas do valor do COP para os diversos pontos. Os valores do COP e das pressões principais, e respectivas incertezas, é possível de ver na tabela 4.3.

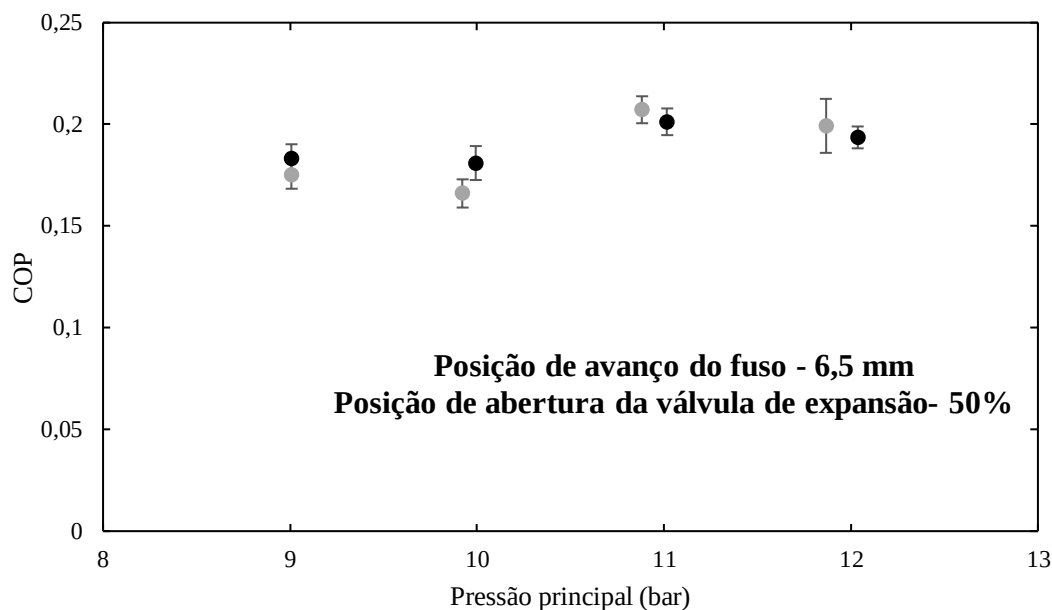


Figura 4.24 Evolução do COP, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), nos dois ensaios realizados: antes de se atingir a cavitação - dia 27 de maio (preto); depois de se atingir cavitação e recarregado o circuito com isobutano - dia 8 de junho (cinzento).

Tabela 4.3 - Valor do COP médio e incerteza associada para as respetivas pressões principais nos dois casos da figura 4.24

Dia	Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	COP	Incerteza COP
27 de maio de 2021 (pontos a preto gráfico 4.24)	9,01	$\pm 0,15$	0,18	$\pm 0,01$
	9,99	$\pm 0,15$	0,18	$\pm 0,01$
	11,02	$\pm 0,18$	0,20	$\pm 0,01$
	12,04	$\pm 0,16$	0,19	$\pm 0,01$
8 de junho de 2021 (pontos a cinzento gráfico 4.24)	9,01	$\pm 0,12$	0,18	$\pm 0,01$
	9,92	$\pm 0,15$	0,17	$\pm 0,01$
	10,88	$\pm 0,15$	0,21	$\pm 0,01$
	11,87	$\pm 0,19$	0,20	$\pm 0,01$

Denota-se que, embora o COP médio do sistema, antes de se atingir cavitação, seja superior para pressões principais de 9 bar e 10 bar, e inferior nas outras duas, devido à incerteza associada aos pontos, não é possível verificar em qual dos casos o COP verdadeiro é superior para cada pressão. Portanto, admite-se que a quantidade de massa no sistema seja similar à do ponto anterior em que se atingiu cavitação e, portanto, o objetivo terá sido alcançado.

O COP máximo atingido, como visível na tabela 4.3, situou-se nos 0,21 para uma pressão relativa principal de 11 bar. No Anexo I, apresentam-se os gráficos realizados para apurar a similaridade em termos de caudal mássico principal e de contrapressão, e as tabelas contendo os valores calculados de contrapressão e do caudal mássico principal, e respetivas incertezas.

Em ambos os casos, tendo em conta as incertezas associadas aos pontos, constata-se haver semelhança de condições de operação entre as duas experiências.

Para a quantidade de massa final no ciclo de arrefecimento (dia 8 de junho, pontos a cinzento), no Anexo J, são apresentadas a evolução, tendo em conta os valores médios, do rácio de arrasto (λ), a potência calorífica fornecida ao ciclo pelo gerador ($\dot{Q}_g$) e a capacidade de arrefecimento ($\dot{Q}_e$), nas condições do teste (válvula de expansão aberta em 50 % e posição de avanço do fuso definida em 6,5 mm), em função da pressão principal. Adicionalmente, no mesmo Anexo, são apresentadas os valores numéricos médios das grandezas referidas.

4.8.5 Comparação entre o ejedor instalado e o antigo

Com os dados disponíveis de ensaios realizados com o ejedor anteriormente utilizado, foi possível comparar o seu desempenho com o mais recentemente instalado.

Numa primeira etapa, selecionaram-se quatro ensaios antigos e experimentou-se replicá-los. Para cada uma das novas experiências optou-se por tentar uma pressão do isobutano no gerador (pressão principal) e outra no evaporador (pressão secundária ou de sucção) iguais às correspondentes pressões dos ensaios selecionados, perante a mesma posição de avanço do fuso. A pressão principal foi controlada pela frequência da bomba, similarmente aos anteriores testes realizados (quanto maior a frequência, maior a pressão, por aumento do caudal). A pressão secundária foi controlada pela posição de abertura da válvula de expansão: incrementando-se a área de abertura do escoamento, aumenta-se a pressão secundária. Contudo, a pressão secundária que se pretendia alcançar em cada ensaio não foi possível de se obter.

Efetivamente, nem com a válvula totalmente fechada (sem obtenção de arrefecimento devido à ausência de caudal de fluido no evaporador (caudal secundário)), o que torna a pressão de sucção mínima, tal valor foi atingido. Como solução, mantiveram-se como parâmetros de controlo a posição de avanço do fuso e a pressão principal. Alternativamente à igualdade de pressões de sucção, optou-se por controlar o caudal mássico secundário, de modo a atingir-se, preferencialmente, o mesmo valor nos ensaios que se pretenderam comparar.

Desta forma, através da análise do COP, da capacidade de arrefecimento e da potência calorífica fornecida ao ciclo, foi possível equiparar o desempenho dos dois ejedores. Para o ejedor antigo, a pressão principal ($P_{g:ant}$), o caudal mássico secundário ($\dot{m}_{e:ant}$), respetivas incertezas e posição de avanço do fuso (D_f), obtidos nos ensaios selecionados, estão apresentados na tabela 4.4. Esses são, consequentemente, os valores a atingir nos novos ensaios.

Tabela 4.4 – Pressão principal ($P_{g:ant}$), caudal secundário de isobutano ($\dot{m}_{e:ant}$), respetivas incertezas e posição de avanço do fuso (D_f) para os quatro ensaios selecionados

Ensaio	D_f (mm)	$P_{g:ant}$ (bar)	Incerteza $P_{g:ant}$ (bar)	$\dot{m}_{e:ant}$ (g/s)	Incerteza $\dot{m}_{e:ant}$ (g/s)
1	6,5	10,49	$\pm 0,15$	5,61	$\pm 0,19$
2	7	10,04	$\pm 0,14$	5,40	$\pm 0,11$
3	7,5	10,00	$\pm 0,34$	5,35	$\pm 0,27$
4	7	11,23	$\pm 0,33$	5,33	$\pm 0,04$

No dia 14 de junho de 2021 foi realizado o teste mencionado. Na tabela 4.5 apresenta-se a pressão principal (P_g), o caudal secundário ($\dot{m}_e$), COP e respetivas incertezas, para cada um

dos novos ensaios que se tentou replicar. Adicionalmente, apresentam-se o coeficiente de desempenho e a incerteza obtidos com o antigo ejetor (COP_{ant}).

Tabela 4.5 - Pressão principal (P_g), caudal secundário de isobutano ($\dot{m}_e$), COP obtido com o ejetor atual, coeficiente de desempenho obtido com o ejetor antigo (COP_{ant}) e respetivas incertezas nos quatro ensaios efetuados

Ensaio	P_g (bar)	Incerteza P_g (bar)	$\dot{m}_e$ (g/s)	Incerteza $\dot{m}_e$ (g/s)	COP	Incerteza COP	COP_{ant}	Incerteza COP_{ant}
1	10,49	$\pm 0,14$	5,35	$\pm 0,26$	0,18	$\pm 0,01$	0,27	$\pm 0,01$
2	10,08	$\pm 0,16$	5,06	$\pm 0,28$	0,16	$\pm 0,00$	0,25	$\pm 0,01$
3	9,88	$\pm 0,15$	5,19	$\pm 0,24$	0,17	$\pm 0,01$	0,22	$\pm 0,01$
4	10,98	$\pm 0,18$	5,39	$\pm 0,11$	0,20	$\pm 0,01$	0,23	$\pm 0,01$

Analisando as tabelas 4.4 e 4.5, pode-se afirmar que, tendo em conta os valores médios e as incertezas dos parâmetros de controlo obtidos (pressão principal e caudal mássico secundário de isobutano), se conseguiu efetuar os ensaios nas condições de teste pretendidas. Assim, viabilizou-se a comparação de ambos os ejetores. Porém, o valor médio do $\dot{m}_e$, no caso dos ensaios 1, 2 e 3 é inferior ao $\dot{m}_{e:ant}$, e superior no ensaio 4. Adiante, tentar-se-á explicar as discrepâncias observadas.

Também, visualizando a tabela 4.5, é notório que o COP atingido com o novo ejetor é inferior ao do antigo. De facto, o COP obtido foi inferior ao COP_{ant} em 33,3 %, 36,0%, 22,7% e 13,0% nos ensaios 1, 2, 3 e 4, respetivamente. O passo seguinte foi descobrir qual a causa desta variação.

Inicialmente, comparou-se os caudais mássicos de isobutano no gerador (caudal mássico principal) entre ejetores ($\dot{m}_g$ no caso do novo ejetor e $\dot{m}_{g:ant}$ no caso do ejetor antigo) nos quatro ensaios. Os resultados podem ser visualizados na tabela 4.6, sendo possível constatar a disparidade dos valores obtidos.

Tabela 4.6 - Valores do caudal mássico principal e incerteza associada obtidos, nos quatro ensaios, com o novo ejetor ($\dot{m}_g$) e o antigo ($\dot{m}_{g:ant}$)

Ensaio	$\dot{m}_g$ (g/s)	Incerteza $\dot{m}_g$ (g/s)	$\dot{m}_{g:ant}$ (g/s)	Incerteza $\dot{m}_{g:ant}$ (g/s)
1	23,8	$\pm 0,5$	19,1	$\pm 0,4$
2	24,7	$\pm 0,7$	19,0	$\pm 0,4$
3	24,6	$\pm 0,4$	20,4	$\pm 0,8$
4	21,0	$\pm 0,6$	22,7	$\pm 0,6$

Nos casos dos ensaios 1, 2 e 3, com a utilização do ejetor atualmente instalado, o caudal mássico principal foi superior ao obtido com o ejetor anterior, e inferior no ensaio 4. Contudo, neste, a incerteza associada permite a hipótese de, em ambos os casos, o valor verdadeiro desse parâmetro ser igual. Além disso, a P_g média de teste obtida é inferior à $P_{g:ant}$, pelo que existe a possibilidade de o caudal mássico de fluido principal ser também inferior. Portanto, no ensaio

4, pode-se admitir que o caudal mássico principal de isobutano foi semelhante com o uso de ambos os ejetores. Nos outros casos isto já não se verifica.

Outro problema encontrado reside no facto de o valor médio do caudal mássico principal, obtido na realização do teste 2 com o novo ejedor, ter sido superior ao obtido no ensaio 4, ainda que a pressão principal, para a mesma posição de avanço do fuso, tenha aumentado. Por conseguinte, é necessário descobrir a causa dessa discrepância.

Na figura 4.25 está apresentado um ciclo de ejeção, no qual se encontram numerados os locais antes e depois dos permutadores de calor.

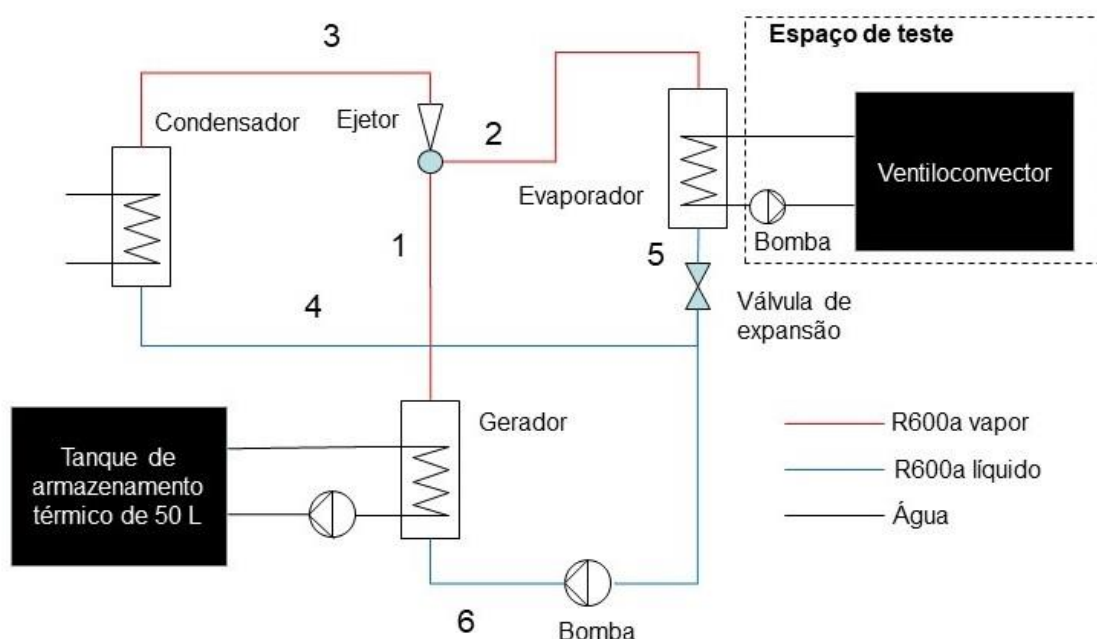


Figura 4.25 - Ciclo de ejedor, numerado nos locais antes e depois dos permutadores de calor.

O diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do isobutano e a evolução termodinâmica do ciclo de ejedor para os ensaios 2 e 4¹¹, no caso dos dois ejetores, estão presentes, respetivamente, nas figuras 4.26 e 4.27. Nos diagramas, a linha azul representa a evolução termodinâmica do ciclo com o ejedor novo, enquanto que a linha vermelha representa a do ejedor antiga. Os pontos assinalados seguem a numeração da figura 4.25. Além das linhas de líquido e vapor saturado observáveis nos diagramas, estão traçadas linhas de temperatura em função da pressão ou da entalpia.

¹¹ A evolução termodinâmica do ciclo de ejedor nos ensaios 1 e 3 está presente no Anexo K. Os ensaios 2 e 4 apresentam a mesma área de abertura do bocal convergente-divergente (mesma posição de avanço do fuso).

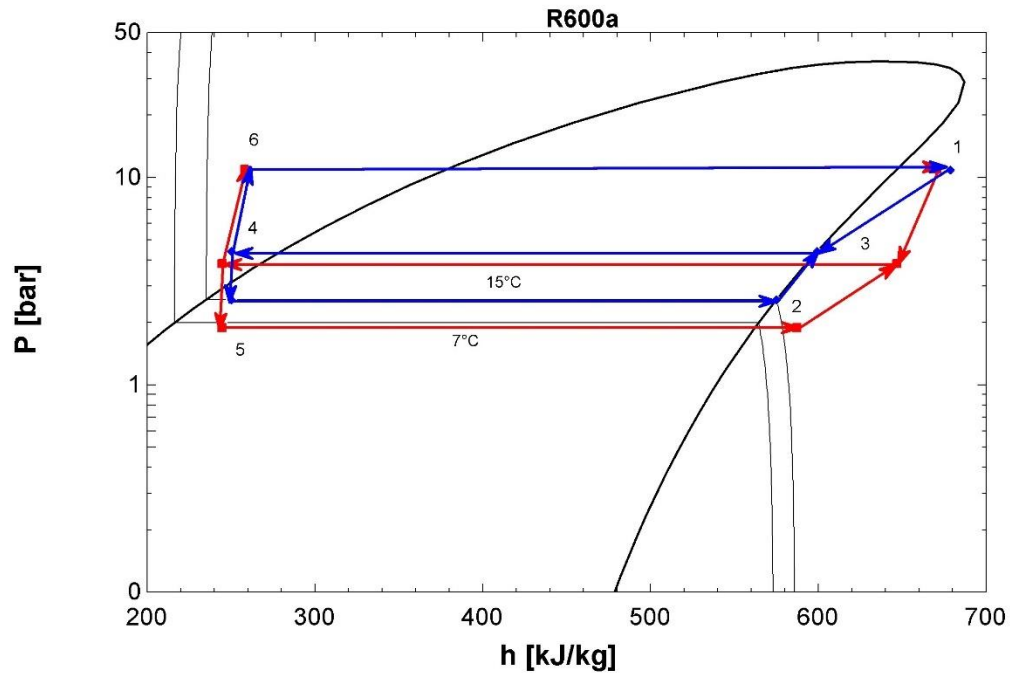


Figura 4.26 - Diagrama P - h do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejeto, no caso do ejeto antigo (linha a vermelho) e do novo (linha a azul), e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 2.

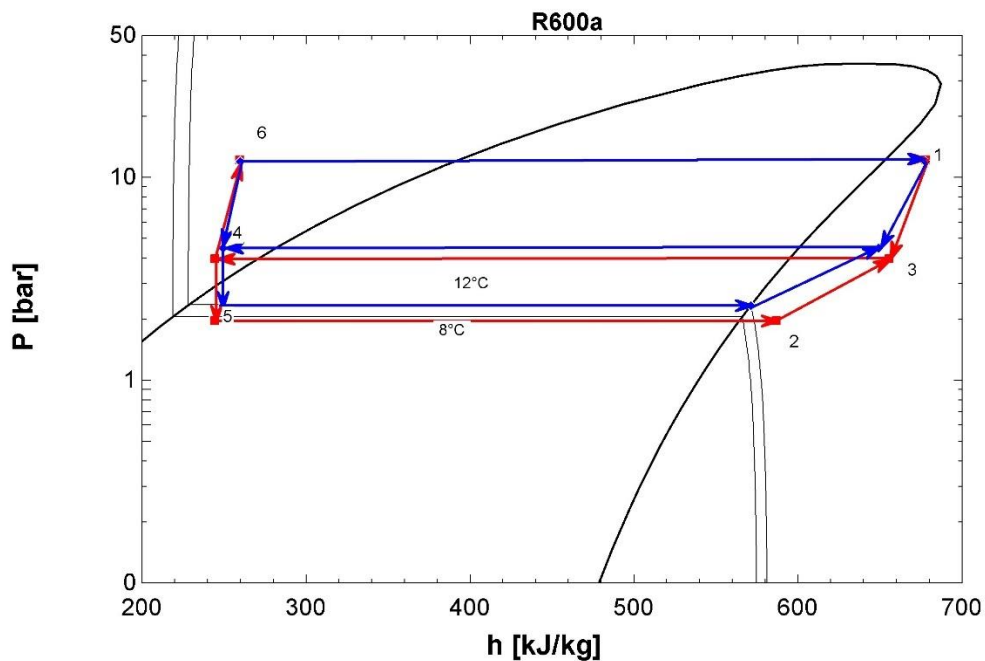


Figura 4.27 - Diagrama P - h do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejeto, no caso do ejeto antigo (linha a vermelho) e do novo (linhas a azul) e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 4.

Nos diagramas estão exibidas as temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, com o uso de cada ejeto. Nos diagramas, os pontos foram assinalados de acordo com a temperatura e pressão média atingidas nos ensaios. Dada a impossibilidade da obtenção do título da mistura, nos casos em que a temperatura média corresponde à temperatura de saturação, foi admitido que, à saída do ejeto e do evaporador, o isobutano se encontrava como vapor saturado à pressão

média do local. O **ponto 5** (situado à saída da válvula de expansão e antes do evaporador) é uma exceção, pois considerou-se que, neste ponto, o fluido possuía a mesma entalpia específica do **ponto 4** (à saída do condensador), à pressão de sucção média. A impossibilidade de cálculo do título e a existência de mudança de fase do isobutano são a razão para que o cálculo do COP seja baseado nas temperaturas e caudais da água e não nas entalpias do fluido frigorigéneo, já que o aquecimento e arrefecimento da água no subsistema térmico é apenas sensível, o que, inerentemente, acarreta um menor erro no cálculo.

Da análise das figuras 4.26 e 4.27, observa-se que a pressão de sucção, no caso do novo ejedor (P_e), é sempre superior à obtida com o antigo ($P_{e:ant}$) para a mesma pressão principal. Este facto dá origem a que a temperatura de mudança de fase no evaporador seja também superior, o que, para o mesmo caudal mássico secundário, diminui a capacidade de arrefecimento. Os valores da P_e , $P_{e:ant}$, respetivas incertezas e temperaturas de evaporação (no caso do novo ejedor: T_e ; no caso do antigo ejedor: $T_{e:ant}$) para cada ensaio são apresentados na tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Valores da pressão relativa de sucção, com o novo ejedor (P_e) e com o antigo ($P_{e:ant}$), respetivas incertezas e temperaturas de evaporação (T_e no caso do novo ejedor e $T_{e:ant}$ no caso do ejedor antigo), para cada ensaio

Ensaio	P_e (bar)	Incerteza P_e (bar)	$P_{e:ant}$ (bar)	Incerteza $P_{e:ant}$ (bar)	T_e (°C)	$T_{e:ant}$ (°C)
1	1,56	±0,04	0,87	±0,05	15,0	6,5
2	1,60	±0,04	0,88	±0,02	15,5	7,0
3	1,57	±0,04	0,89	±0,05	15,0	7,0
4	1,33	±0,06	0,97	±0,03	12,0	8,0

Realmente, considerando dois casos em que o caudal mássico secundário e de água e a sua temperatura de entrada no evaporador são constantes, a energia máxima possível de transferir é tanto menor quanto maior for a temperatura de entrada do isobutano no evaporador. Como consequência da menor capacidade de arrefecimento com o novo ejedor, à saída do evaporador (**ponto 2**) nunca se obteve vapor sobreaquecido. Evidencia-se, de igual forma, que a pressão do isobutano no condensador (contrapressão) possui também valores superiores aos atingidos pelo antigo ejedor. Os valores da contrapressão, e das incertezas absolutas, no caso do novo ejedor (P_c) e do antigo ($P_{c:ant}$), e temperaturas à entrada do condensador ($T_{c:ent}$ no caso do novo ejedor e $T_{c:ent:ant}$ no caso do ejedor antigo) para cada ensaio, estão apresentados no Anexo L.

Outro aspeto observado é o de que a temperatura à saída do ejedor, nos ensaios 1, 2 e 3, no novo ejedor, atinge a saturação. Na impossibilidade de medição do título da mistura, admite-se que, neste ponto, o isobutano se encontra como vapor saturado. Já no ensaio 4, encontra-se como vapor sobreaquecido. Note-se que, com o ejedor antigo, o isobutano está sobreaquecido neste ponto. Efetuando-se um balanço energético ao ejedor, é possível escrever a equação 4.4:

$$\dot{m}_c \cdot h_{c:ent} = \dot{m}_g \cdot h_{g:sai} + \dot{m}_e \cdot h_{e:sai} \quad (4.4)$$

Onde:

$\dot{m}_c$ é o caudal mássico de isobutano no condensador,

$h_{c:ent}$ é a entalpia específica do isobutano na entrada do condensador,

h_g é a entalpia específica do isobutano na saída do gerador e

$h_{e:sai}$ é a entalpia específica do isobutano na saída do evaporador.

Na figura 4.28, que representa o diagrama $P-h$ do isobutano e a variação da temperatura em função da pressão e da entalpia específica, observa-se que, na região de vapor sobreaquecido e de líquido comprimido, existe, para uma dada pressão, variação significativa da temperatura com a entalpia. Se, na região de vapor sobreaquecido, a entalpia específica do fluido à saída do ejetor aumentar, quer por aumento do $\dot{m}_g$ quer por aumento do $\dot{m}_e$ (ver equação 4.4), para as mesmas entalpias específicas à entrada do ejetor, ocorre aumento da temperatura do fluido à saída do ejetor. Deste modo, a variação de temperatura observada no **ponto 3** do ensaio 4, em relação aos restantes, com o novo ejetor, é explicada pelo aumento da entalpia específica do fluido nesse ponto que, para a contrapressão do fluido, faz deslocar o **ponto 3** do ponto de saturação, para a região de vapor sobreaquecido, disparando a temperatura para os 59,3 °C. Nos outros casos, a entalpia específica, para a contrapressão registada, não foi suficientemente elevada para que o fluido se encontrasse como vapor sobreaquecido à saída do ejetor.

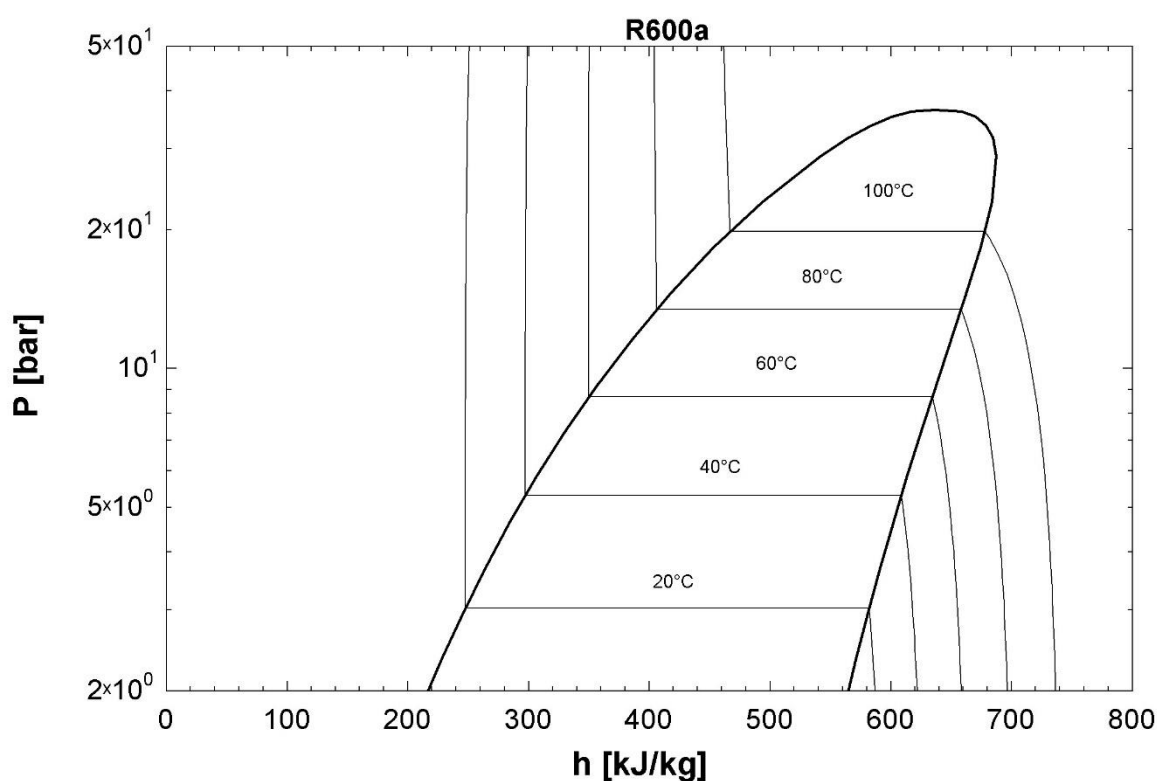


Figura 4.28 - Diagrama $P-h$ do isobutano e valor da temperatura em função da pressão ou entalpia específica.

O caudal principal é calculado, como já referido em secção anterior, através de um balanço mássico no ejetor, porque apenas se dispõe de caudalímetros no ramal do evaporador e condensador. Por conseguinte, a variação do caudal médio de isobutano no gerador e no evaporador, entre os ejetores, em cada ensaio, pode residir no erro cometido no cálculo da massa volúmica nos pontos de medição.

De facto, nos ensaios 1, 2 e 3, os pontos 2 e 3, no novo ejetor, encontram-se à temperatura de saturação. Tendo em conta que a massa volúmica, nos pontos referidos do novo ejetor, foi calculada como se o fluido se encontrasse no estado de vapor saturado, dada a impossibilidade da medição do título da mistura, caso o seu verdadeiro estado não seja o admitido, existe um erro implícito no cálculo. Com o ejetor antigo, o fluido, em todos os pontos mencionados, encontrava-se sobreaquecido.

Na figura 4.29, que representa o diagrama pressão-volume específico ($P-v$), é visível a variação significativa do volume específico (inverso da massa volúmica) do isobutano na região de saturação, para diferentes temperaturas. Por exemplo, se na saída do evaporador existir, na realidade, mistura de líquido e de vapor, quanto menor for o título da mistura, maior é o erro no cálculo do caudal mássico de fluido secundário devido ao aumento da massa volúmica. Por conseguinte, o erro no cálculo do caudal mássico principal, para o mesmo valor de caudal mássico de isobutano no condensador, é também maior, devendo o seu valor real, na verdade, ser inferior ao calculado. Um raciocínio análogo pode ser feito em relação ao **ponto 3**.

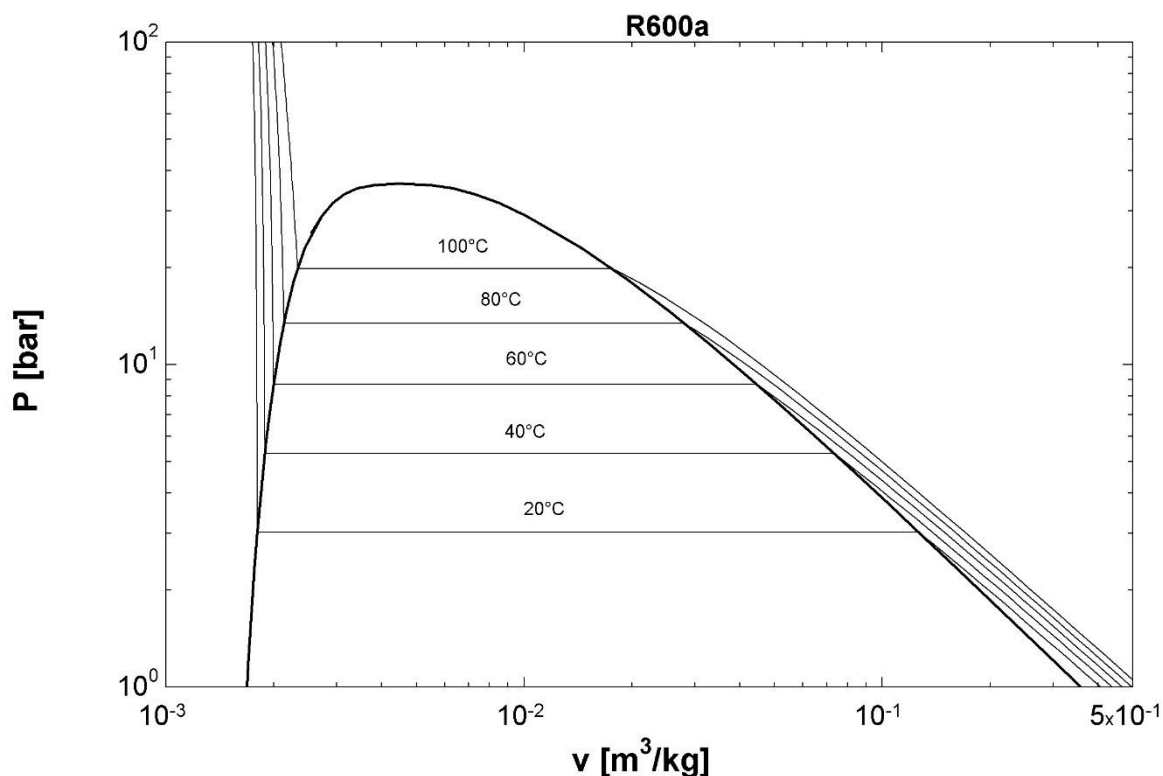


Figura 4.29 - Diagrama $P-v$ do isobutano e valor da temperatura em função da pressão e volume específico.

Tendo em conta estes argumentos, embora os valores médios dos caudais mássicos principal e secundário, entre os dois ejetores e em cada ensaio, sejam díspares, não foi provada a verdadeira inexistência de semelhança. Do mesmo modo, não se pode atestar que, no novo ejedor, o valor real do caudal mássico do fluido principal do ensaio 4 (maior pressão principal) seja inferior ao do ensaio 2 (menor pressão principal). Teoricamente, é expectável que, na realidade, suceda o oposto. Como sugestão, aconselha-se a instalação de um caudalímetro no ramal do gerador, para obtenção direta do valor do respetivo caudal mássico de isobutano, sem que seja necessário recorrer a um balanço mássico no ejedor.

Na tabela 4.8 são apresentados os valores da capacidade de arrefecimento e da potência fornecida pelo gerador e respetivas incertezas, em cada um dos ensaios e para ambos os ejetores.

Tabela 4.8 – Capacidade de arrefecimento obtida com o novo ejedor ($\dot{Q}_e$) e com o antigo ($\dot{Q}_{e:ant}$), potência calorífica fornecida pelo gerador, com o novo ejedor ($\dot{Q}_g$) e com o antigo ejedor ($\dot{Q}_{g:ant}$), e respetivas incertezas

Ensaio	$\dot{Q}_e$ (kW)	Incerteza $\dot{Q}_e$ (kW)	$\dot{Q}_{e:ant}$ (kW)	Incerteza $\dot{Q}_{e:ant}$ (kW)	$\dot{Q}_g$ (kW)	Incerteza $\dot{Q}_g$ (kW)	$\dot{Q}_{g:ant}$ (kW)	Incerteza $\dot{Q}_{g:ant}$ (kW)
1	1,25	±0,05	1,76	±0,05	7,07	±0,12	6,58	±0,16
2	1,18	±0,02	1,67	±0,03	7,30	±0,13	6,82	±0,15
3	1,20	±0,03	1,64	±0,06	7,26	±0,12	7,02	±0,26
4	1,56	±0,04	1,72	±0,05	7,59	±0,15	7,47	±0,20

Analizando-a, verifica-se que, em todos os ensaios, com o novo ejedor, a potência calorífica média fornecida pelo gerador foi sempre maior. No entanto, nos ensaios 3 e 4, devido às incertezas associadas, não é possível asseverar em qual ejedor a potência calorífica verdadeira fornecida foi maior. Em termos percentuais, a energia fornecida pelo gerador, com o novo ejedor, foi superior à potência térmica fornecida com o ejedor antigo em 7,4 % no ensaio 1, em 7,0 % no ensaio 2, de 3,4 % no ensaio 3 e de 1,6 % no ensaio 4. No ensaio 4, com o novo ejedor, a potência térmica fornecida ao ciclo de ejeção foi superior à do ensaio 2. Isto evidencia, uma vez mais, que, possivelmente, o caudal mássico principal, no caso do ensaio 2, não é deveras superior ao do obtido no ensaio 4.

No que diz respeito à capacidade de arrefecimento, no caso do novo ejedor, ainda que a potência fornecida pelo gerador tenha sido superior, o seu valor foi evidentemente inferior em todos os ensaios obtidos com o antigo ejedor. Factualmente, a capacidade de arrefecimento é inferior em 29,0 % no caso do ensaio 1, em 29,3 % no ensaio 2, em 26,8 % no ensaio 3 e em 9,3 % no ensaio 4. A redução da capacidade de arrefecimento relaciona-se com a elevada pressão de sucção atingida, quando comparada com a do ejedor antigo. Como já referido, quanto maior a pressão de sucção, maior a temperatura de mudança de fase e, conseqüentemente, menor a potência calorífica máxima disponível para arrefecimento, para o mesmo caudal mássico secundário no evaporador e igual temperatura de entrada da água no mesmo permutador de calor.

Concluindo, em face dos factos enunciados, admitiu-se que a variação do caudal mássico médio de isobutano no gerador e no evaporador, em relação aos dos dois ejedores, nos ensaios realizados, não coloca em causa a comparação do desempenho entre ejedores, através do COP e potências caloríficas.

Constatou-se que a potência térmica fornecida pelo gerador, entre ejedores, é idêntica à fornecida nos ensaios 3 e 4 e superior nos restantes dois ensaios. Contudo, essa discrepância teve menos influência no COP do que a capacidade de arrefecimento, sendo esta mais dissemelhante. Mesmo assim, tais resultados evidenciam claramente que, em todos os ensaios, o COP piorou com o novo ejedor, devido a uma menor capacidade de arrefecimento. Tal resultou de um aumento evidente da pressão de sucção e da contrapressão. Um dado verificado foi o de que o COP máximo alcançado nos 4 ensaios com o novo ejedor foi de 0,20 (ensaio 4) enquanto que com o ejedor antigo se alcançou 0,27 (ensaio 1). Com o ejedor antigo, o COP mínimo atingido situou-se nos 0,22 (ensaio 3).

Depreende-se que o novo ejedor, ainda que mais económico e simples, apresenta um desempenho inferior ao ejedor antigo, o que se traduz, simultaneamente, em menor capacidade de arrefecimento e COP, para condições similares. No entanto, deve ser estudada mais aprofundadamente a razão de tal acontecimento. Causas possíveis podem residir na geometria do ejedor ou na existência de resíduos e de ar dentro do circuito de arrefecimento.

5 Conclusões e trabalhos futuros

5.1 Conclusões

A presente dissertação teve como objetivo realizar a avaliação experimental do sistema de poligeração POLYSOL localizado na FEUP. Em particular, foi estudado o subsistema solar térmico responsável pela obtenção de energia térmica para aquecimento e arrefecimento.

Antes de se iniciar a realização de testes experimentais de arrefecimento e de aquecimento do espaço de teste, foram instalados dois componentes no ciclo de arrefecimento de ejeção necessários ao seu funcionamento: o ejedor e a válvula de expansão eletrónica. Adicionalmente, efetuou-se a instalação eletrónica dos caudalímetros ultrassónicos do circuito dos coletores solares térmicos e do gerador.

Foi realizado um teste de pressão ao circuito, com azoto comprimido, para averiguar a existência de potenciais fugas futuras na instalação com o fluido frigorigéneo. Estabeleceu-se 3 g/ano como o limite superior possível para se considerar a inexistência de fugas. No final do teste, foi possível considerar o circuito como estanque, visto que o valor da perda de massa foi de 0,44 g/ano.

O tanque de armazenamento térmico de 400 l foi testado para fins de aquecimento. Apenas se armazenou energia térmica pela via sensível. Concluiu-se que para as condições ambiente durante a realização do teste e com uma temperatura inicial de 72 °C do tanque de armazenamento térmico de 400 l, este foi capaz de aquecer o espaço de teste mantendo a temperatura da casa entre os 22 °C e os 26 °C, até às 5h00min (8 horas após o início do teste, o que aconteceu às 21h00min do dia 29 de abril de 2021). Foi necessária uma temperatura de entrada da água no ventiloconvetor do espaço de teste de, pelo menos, cerca de 35 °C (temperatura às 5h00min). No final do teste (9h00min do dia 30 de abril de 2021, 12 horas após o início do teste), a energia térmica acumulada foi de 18,67 kWh.

Em relação ao arrefecimento do espaço de teste, já com isobutano no ciclo, foram efetuados três testes ao ciclo de ejeção. O primeiro consistiu na obtenção da pressão mínima relativa do isobutano no evaporador (pressão de sucção ou secundária) para diferentes posições de avanço do fuso (*spindle*) e de pressões relativas do mesmo fluido no gerador (pressão principal), com vista à avaliação do desempenho do novo ejedor.

Embora a variação da pressão de sucção tivesse variado conforme esperado com a pressão do isobutano no condensador (contrapressão), não foi possível obter um valor da pressão secundária para as posições de avanço do fuso e das pressões principais requeridas. Tal deveu-se à variabilidade de fatores, como o caudal de água que passa no condensador e a radiação solar nos diversos ensaios, pelo que não se conseguiu avaliar o desempenho do ejedor.

Como alternativa ao referido teste, foi feita a avaliação do coeficiente de desempenho (COP) do sistema, em função da pressão principal, para a mesma posição de avanço do fuso e área de abertura da válvula de expansão. Neste caso, o parâmetro de controlo, além da pressão principal, foi a variação da massa existente no interior do circuito de arrefecimento.

Concluiu-se que quanto menor a massa de isobutano presente no ciclo, menor a variação do COP com a pressão principal, apesar de, no caso de maior massa, para 12 bar, se tivesse atingido um COP superior em 10,5 % ao obtido com menos massa. Porém, para 9 bar, com menor massa no sistema, atinge-se um COP superior em 38,5 % ao obtido com maior massa no sistema.

O último teste consistiu na comparação entre o ejetor recentemente instalado e o que se encontrava na estrutura, através da análise do COP e da potência calorífica fornecida ao ciclo e retirada ao espaço de teste. Concluiu-se que o novo ejetor apresenta um desempenho inferior ao ejetor antigo, observado a partir da comparação dos valores obtidos no COP do sistema. Por exemplo, com o ejetor antigo, o COP máximo atingido foi de 0,27, enquanto que, com o novo ejetor, foi de 0,2. Além disso, com o ejetor antigo, o COP mínimo que se atingiu foi de 0,22 (superior ao COP máximo atingido com o ejetor mais recente).

Com os resultados experimentais obtidos nesta tese, foi realizado um *Abstract* intitulado "*Experimental analysis of a polygeneration system: assessment of the thermal sub-system*", que foi aceite para apresentação oral no *Symposium on Mechanical Engineering*, que terá lugar no *4th Doctoral Congress in Engineering* (DCE21). O *Abstract* foi já publicado no livro do congresso (DCE21 *Booklet*), assim como no *Book of Abstracts* (com ISBN) do simpósio em que será apresentado. Adicionalmente, poderá ser escolhido para futura realização de um artigo completo no *U.Porto Journal of Engineering*.

5.2 Trabalhos futuros

O subsistema solar fotovoltaico não foi avaliado experimentalmente pois, no período de realização da dissertação, o seu sistema de monitorização e o armazenamento elétrico ainda não estavam totalmente implementados. Logo, no futuro, deve ser estudado.

Além dos resultados obtidos na realização dos testes de arrefecimento e de aquecimento, foram descritos alguns procedimentos práticos que se efetuaram aquando da realização deste trabalho. Pretende-se, pois, que esta dissertação seja uma ferramenta útil para auxiliar alunos ou investigadores que venham a realizar trabalhos no sistema de poligeração POLYSOL.

A solução híbrida (armazenamento de energia térmica latente e sensível) não foi testada, devido à falta de tempo para inserção do material de mudança de fase dentro do tanque de armazenamento térmico. Sugere-se que, no futuro, para o aquecimento do espaço de teste, esta solução seja experienciada e comparada com a solução de armazenamento térmico sensível.

Para trabalhos futuros, propõe-se que se obtenha o valor da massa de isobutano existente no sistema.

Não foi possível apurar a causa específica que provoca um desempenho inferior do novo ejetor em relação ao antigo. Sugere-se que tal seja investigado. Possíveis causas podem residir na geometria do ejetor ou até na existência de resíduos ou de ar no interior do ciclo de ejeção.

Referências

- [1] "Directiva 2010/31/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 19 de Maio de 2010, relativa ao desempenho energético dos edifícios," *OJ L 153*, pp. 13-35, junho de 2010.
- [2] "Decreto-Lei n.º 101-D/2020 de 7 de dezembro," *Diário da República n.º 237/2020, 1.º Suplemento, Série I de 2020-12-07*, pp. 7-(21) a 7-(45).
- [3] E. E. Agency, "Energy and climate change," 23 de novembro de 2020. [Online]. Disponível: <https://www.eea.europa.eu/signals/signals-2017/articles/energy-and-climate-change>.
- [4] Bp, "Statistical Review of World Energy 2020," Edição 69.^a, junho de 2020. Disponível: <https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-economics/statistical-review/bp-stats-review-2020-full-report.pdf>.
- [5] E. E. Agency, "Primary and final energy consumption in Europe," 18 de dezembro de 2020. [Online]. Disponível: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/final-energy-consumption-by-sector-11/assessment>.
- [6] "Acordo de Paris," *JO L 282 de 19.10.2016*, pp. 4—18. [Online]. Disponível: [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:22016A1019\(01\)&from=PT](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:22016A1019(01)&from=PT).
- [7] A. J. McMichael, R. E. Woodruff, and S. Hales, "Climate change and human health: present and future risks," *Lancet*, vol. 367, n.º 9513, pp. 859-69, 11 de março de 2006, doi: 10.1016/S0140-6736(06)68079-3.
- [8] E. T. Sayed *et al.*, "A critical review on environmental impacts of renewable energy systems and mitigation strategies: Wind, hydro, biomass and geothermal," *Science of The Total Environment*, vol. 766, pp. 144505, 20 de abril de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.144505>.
- [9] Eurostat, "Energy statistics - an overview," julho de 2020. [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_statistics_-_an_overview#Final_energy_consumption.
- [10] IEA, "Cooling," junho de 2020. [Online]. Disponível: <https://www.iea.org/reports/cooling>.
- [11] Eurostat, "Energy consumption in households," junho de 2020. [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Energy_consumption_in_households#Energy_consumption_in_households_by_type_of_end-use.
- [12] Eurostat, "Renewable Energy Statistics," dezembro de 2020. [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Renewable_energy_statistics#Share_of_renewable_energy_more_than_doubled_between_2004_and_2019.
- [13] "Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050 (RNC2050) - Estratégia de Longo Prazo para a Neutralidade Carbónica da Economia Portuguesa em 2050," 6 de junho de 2019. [Online]. Disponível: <https://www.portugal.gov.pt/download-ficheiros/ficheiro.aspx?v=%3d%3dBAAAAB%2bLCAAAAAAABACzMDexAAAut9emBAAAAA%3d%3d>.
- [14] SEIA, "Solar Energy." 2021. [Online]. Disponível: <https://www.seia.org/initiatives/about-solar-energy>.

- [15] L. Szabo, "The history of using solar energy," pp. 1-8, 2017, doi: 10.1109/MPS.2017.7974451.
- [16] IEA, "Solar PV," 2020. [Online]. Disponível: <https://www.iea.org/reports/solar-pv>.
- [17] T. Wilberforce, A. Baroutaji, Z. El Hassan, J. Thompson, B. Soudan, and A. G. Olabi, "Prospects and challenges of concentrated solar photovoltaics and enhanced geothermal energy technologies," *Science of The Total Environment*, vol. 659, pp. 851-861, 1 de abril de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2018.12.257>.
- [18] M. K. H. Rabaia *et al.*, "Environmental impacts of solar energy systems: A review," *Science of The Total Environment*, vol. 754, pp. 141989, 1 de fevereiro de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.141989>.
- [19] A. Dhar, M. A. Naeth, P. D. Jennings, and M. Gamal El-Din, "Perspectives on environmental impacts and a land reclamation strategy for solar and wind energy systems," *Science of The Total Environment*, vol. 718, pp. 134602, 20 de maio de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2019.134602>.
- [20] M. M. Aman *et al.*, "A review of Safety, Health and Environmental (SHE) issues of solar energy system," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 41, pp. 1190-1204, 1 de janeiro de 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.086>.
- [21] W. W. a. M. Spörk-Dür, "Solar Heat Worldwide," pp. 61. 2020 [Online]. Disponível: <https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/Solar-Heat-Worldwide-2020.pdf>.
- [22] Ren 21, *Renewables Global Status Report*. 2020.
- [23] S. H. Europe, "Solar Heat Markets in Europe," dezembro de 2020. [Online]. Disponível: http://solarheateurope.eu/wp-content/uploads/2020/12/Solar_Heat_Market_2019_final.pdf.
- [24] M. S. Hossain *et al.*, "Review on solar water heater collector and thermal energy performance of circulating pipe," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8, pp. 3801-3812, 1 de outubro de 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.06.008>.
- [25] A. Sakhrieh and A. Al-Ghandoor, "Experimental investigation of the performance of five types of solar collectors," *Energy Conversion and Management*, vol. 65, pp. 715-720, 1 de janeiro de 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2011.12.038>.
- [26] D. Cocco, V. Tola, and M. Petrollese, "Application of Concentrating Solar Technologies in the Dairy Sector for the Combined Production of Heat and Power," *Energy Procedia*, vol. 101, pp. 1159-1166, 1 de novembro de 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.157>.
- [27] S. Kalogirou, *Solar energy engineering : processes and systems*, 2.^a ed. Amsterdão ; Boston: Elsevier, AP, Academic Press, 2014, 819 páginas.
- [28] S. A. Kalogirou, "Solar thermal collectors and applications," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 30, no.º 3, pp. 231-295, 1 de janeiro de 2004, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.02.001>.
- [29] S. Kalogirou, "The potential of solar industrial process heat applications," *Applied Energy*, vol. 76, no.º 4, pp. 337-361, 1 de dezembro de 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(02\)00176-9](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9).
- [30] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2.^a ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 6.

- [31] K. Ravi Kumar, N. V. V. Krishna Chaitanya, and N. Sendhil Kumar, "Solar thermal energy technologies and its applications for process heating and power generation – A review," *Journal of Cleaner Production*, vol. 282, pp. 125296, 1 de dezembro de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125296>.
- [32] R. P. Garcia, S. d. R. Oliveira, and V. L. Scalón, "Thermal efficiency experimental evaluation of solar flat plate collectors when introducing convective barriers," *Solar Energy*, vol. 182, pp. 278-285, 1 de abril de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.02.048>.
- [33] S. Malakar, V. K. Arora, and P. K. Nema, "Design and performance evaluation of an evacuated tube solar dryer for drying garlic clove," *Renewable Energy*, vol. 168, pp. 568-580, 1 de maio de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.12.068>.
- [34] R. G. Martinez, B. A. Goikolea, I. G. Paya, P. Bonnamy, S. Raji, and J. Lopez, "Performance assessment of an unglazed solar thermal collector for envelope retrofitting," *Energy Procedia*, vol. 115, pp. 361-368, 1 de junho de 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.033>.
- [35] D. Mangal, D. Lamba, T. Gupta, and J. Kiran, "Acknowledgement Of Evacuated Tube Solar Water Heater Over Flat Plate Solar Water Heater," *International Journal of Engineering*, vol. 4, 1 de setembro de 2010.
- [36] V. Chandraprabu and G. Solomon, "Evacuated Tube Solar Collectors: A Review," 1 de janeiro de 2015.
- [37] H. Ritchie, "Electricity Mix." 2020. [Online]. Disponível: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>.
- [38] C. Nunez, "Carbon dioxide levels are at a record high. Here's what you need to know.," 13 de maio de 2019 [Online]. Disponível: <https://www.nationalgeographic.com/environment/article/greenhouse-gases>.
- [39] Eurostat, "Electricity production, consumption and market overview," junho de 2020. [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Electricity_production,_consumption_and_market_overview#Electricity_generation.
- [40] B. Jamil and E. Bellos, "Development of empirical models for estimation of global solar radiation exergy in India," *Journal of Cleaner Production*, vol. 207, pp. 1-16, 10 de janeiro de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.09.246>.
- [41] D. H. W. Li, S. W. Lou, and J. C. Lam, "An Analysis of Global, Direct and Diffuse Solar Radiation," *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 388-393, 1 de agosto de 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.399>.
- [42] H. S. Afonso Cavaco, Paulo Canhoto, Samuel Neves, Jorge Neto, Manuel Collares Pereira, "Radiação Solar Global em Portugal e a sua variabilidade, mensal e anual ", dezembro de 2016. [Online]. Disponível: <http://www.ipes.pt/ipes/wp-content/uploads/2017/10/Radia%C3%A7%C3%A3o-Solar-Global-em-Portugal-e-a-sua-variabilidade.pdf>.
- [43] Solargis, "Solar resource map," 2019. [Online]. Disponível: <https://solargis.com>.
- [44] U. N. E. Programme, "2020 Global Status Report for Buildings and Construction: Towards a Zero-emission, Efficient and Resilient Buildings and Construction Sector." 2020. [Online]. Disponível: https://globalabc.org/sites/default/files/inline-files/2020%20Buildings%20GSR_FULL%20REPORT.pdf.

- [45] IEA, "Is cooling the future of heating?," 25 de março de 2021. [Online]. Disponível: <https://www.iea.org/commentaries/is-cooling-the-future-of-heating>.
- [46] C. Europeia, "2050 long-term strategy." [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_en.
- [47] C. Europeia, "In focus: Energy efficiency in buildings," 17 de fevereiro de 2020. [Online]. Disponível: https://ec.europa.eu/info/news/focus-energy-efficiency-buildings-2020-feb-17_pt.
- [48] M. Krarti and M. Aldubyan, "Review analysis of COVID-19 impact on electricity demand for residential buildings," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 143, pp. 110888, 1 de junho de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110888>.
- [49] P. E. Agency, "National Inventory Report 2020 Portugal," 15 de março de 2020. [Online]. Disponível: https://apambiente.pt/_zdata/Inventario/20200318/NIR_FINAL.pdf
- [50] "Recomendação (UE) 2016/1318 da Comissão, de 29 de julho de 2016, relativa às orientações para a promoção de edifícios com necessidades quase nulas de energia e das melhores práticas para assegurar que, até 2020, todos os edifícios novos tenham necessidades quase nulas de energia." 2016. [Online]. Disponível: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:32016H1318&from=EN>
- [51] "Portaria n.º 98/2019 de 2 de abril," *Diário da República*, 1.ª série — N.º 65 — 2 de abril de 2019. [Online]. Disponível: <https://dre.pt/application/conteudo/121854639>.
- [52] D.-G. d. E. e. Geologia, "Balanço energético 2019," 2 de novembro de 2020. [Online]. Disponível: <https://www.dgeg.gov.pt/media/fpnkfdva/dgeg-ben-2019.pdf>
- [53] P. d. C. d. Ministros, "Resolução do Conselho de Ministros n.º 53/2020 de 10 de julho de 2020." 2020. [Online]. Disponível: <https://dre.pt/application/conteudo/137618093>
- [54] A. V. Bridgwater, A. Alcalá, and M. E. Gyftopoulou, "17 - Biomass-based small and micro combined heat and power (CHP) systems: application and status in the United Kingdom," in *Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems*, R. Beith Ed.: Woodhead Publishing, 2011, pp. 427-458.
- [55] "Diretiva 2012/27/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, de 25 de outubro de 2012, relativa à eficiência energética, que altera as Diretivas 2009/125/CE e 2010/30/UE e revoga as Diretivas 2004/8/CE e 2006/32/CE Texto relevante para efeitos do EEE," *OJ L 315 de 14.11.2012*, pp. 1-56, 14 de novembro de 2012
- [56] P. Balcombe, D. Rigby, and A. Azapagic, "Motivations and barriers associated with adopting microgeneration energy technologies in the UK," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 655-666, 1 de junho de 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.012>.
- [57] P. Balcombe, D. Rigby, and A. Azapagic, "Environmental impacts of microgeneration: Integrating solar PV, Stirling engine CHP and battery storage," *Applied Energy*, vol. 139, pp. 245-259, 1 de fevereiro de 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.11.034>.
- [58] A. Kasaeian, E. Bellos, A. Shamaeizadeh, and C. Tzivanidis, "Solar-driven polygeneration systems: Recent progress and outlook," *Applied Energy*, vol. 264, pp. 114764, 15 de abril de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.114764>.

- [59] K. Jana, A. Ray, M. M. Majoumerd, M. Assadi, and S. De, "Polygeneration as a future sustainable energy solution – A comprehensive review," *Applied Energy*, vol. 202, pp. 88-111, 15 de setembro de 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.129>.
- [60] A. Rong and Y. Su, "Polygeneration systems in buildings: A survey on optimization approaches," *Energy and Buildings*, vol. 151, pp. 439-454, 15 de setembro de 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.06.077>.
- [61] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2.^a ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 12.
- [62] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 13.
- [63] P. K. S. Rathore and S. K. Shukla, "Enhanced thermophysical properties of organic PCM through shape stabilization for thermal energy storage in buildings: A state of the art review," *Energy and Buildings*, vol. 236, pp. 110799, 1 de abril de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110799>.
- [64] K. Faraj, M. Khaled, J. Faraj, F. Hachem, and C. Castelain, "A review on phase change materials for thermal energy storage in buildings: Heating and hybrid applications," *Journal of Energy Storage*, vol. 33, pp. 101913, 1 de janeiro de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101913>.
- [65] P. H. Feng, B. C. Zhao, and R. Z. Wang, "Thermophysical heat storage for cooling, heating, and power generation: A review," *Applied Thermal Engineering*, vol. 166, pp. 114728, 5 de fevereiro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114728>.
- [66] A. Gil *et al.*, "State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 31-55, 1 de janeiro de 2010, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>.
- [67] B. Koçak, A. I. Fernandez, and H. Paksoy, "Review on sensible thermal energy storage for industrial solar applications and sustainability aspects," *Solar Energy*, vol. 209, pp. 135-169, 1 de outubro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.08.081>.
- [68] A. Sharma, R. Chauhan, M. Ali Kallioğlu, V. Chinnasamy, and T. Singh, "A review of phase change materials (PCMs) for thermal storage in solar air heating systems," *Materials Today: Proceedings*, 3 de dezembro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.560>.
- [69] K. Saikia, M. Vallès, A. Fabregat, R. Saez, and D. Boer, "A bibliometric analysis of trends in solar cooling technology," *Solar Energy*, vol. 199, pp. 100-114, 15 de março de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.02.013>.
- [70] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 15.
- [71] S. Murugan and B. Horák, "Tri and polygeneration systems - A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 60, pp. 1032-1051, 1 de julho de 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.01.127>.
- [72] S. Varga, A. C. Oliveira, A. Palmero-Marrero, and J. Vrba, "Preliminary experimental results with a solar driven ejector air conditioner in Portugal," *Renewable Energy*, vol. 109, pp. 83-92, 1 de agosto de 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.03.016>.
- [73] K. Braimakis, "Solar ejector cooling systems: A review," *Renewable Energy*, vol. 164, pp. 566-602, 1 de fevereiro de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.079>.

- [74] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, and S. Aphornratana, "Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique," *Energy Conversion and Management*, vol. 48, no.º 9, pp. 2556-2564, 1 de setembro de 2007, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.021>.
- [75] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 373-407, 1 de janeiro de 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059>.
- [76] B. M. Tashtoush, M. d. A. Al-Nimr, and M. A. Khasawneh, "A comprehensive review of ejector design, performance, and applications," *Applied Energy*, vol. 240, pp. 138-172, 15 de abril de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.185>.
- [77] V. Van Nguyen, S. Varga, J. Soares, V. Dvorak, and A. C. Oliveira, "Applying a variable geometry ejector in a solar ejector refrigeration system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 113, pp. 187-195, 1 de maio de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.018>.
- [78] K. Ariaifar, D. Buttsworth, G. Al-Doori, and N. Sharifi, "Mixing layer effects on the entrainment ratio in steam ejectors through ideal gas computational simulations," *Energy*, vol. 95, pp. 380-392, 15 de janeiro de 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.027>.
- [79] X. Chen, S. Omer, M. Worall, and S. Riffat, "Recent developments in ejector refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, pp. 629-651, 1 de março de 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.028>.
- [80] R. Yapıcı and H. K. Ersoy, "Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model," *Energy Conversion and Management*, vol. 46, no.º 18, pp. 3117-3135, 1 de novembro de 2005, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.01.010>.
- [81] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, "Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment," *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no.º 7, pp. 1694-1701, 1 de novembro de 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.05.009>.
- [82] S. Varga, A. C. Oliveira, X. Ma, S. A. Omer, W. Zhang, and S. B. Riffat, "Experimental and numerical analysis of a variable area ratio steam ejector," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no.º 7, pp. 1668-1675, 1 de novembro de 2011, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.020>.
- [83] L. Nousiainen *et al.*, "Photovoltaic Generator as an Input Source for Power Electronic Converters," *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 28, pp. 3028-3038, 1 de junho de 2013, doi: [10.1109/TPEL.2012.2209899](https://doi.org/10.1109/TPEL.2012.2209899).
- [84] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 23.
- [85] L. Hernández-Callejo, S. Gallardo-Saavedra, and V. Alonso-Gómez, "A review of photovoltaic systems: Design, operation and maintenance," *Solar Energy*, vol. 188, pp. 426-440, 1 de agosto de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.06.017>.
- [86] K. A. H. Lakshika, M. A. K. S. Boralessa, M. K. Perera, D. P. Wadduwage, V. Saravanan, and K. T. M. U. Hemapala, "Reconfigurable solar photovoltaic systems: A review," *Heliyon*, vol. 6, no.º 11, pp. e05530, 1 de novembro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2020.e05530>.

- [87] B. Abdellahi, C. Ould Ehssein, M. Mahmoud, O. Hamdoun, and A. Elhassen, "Comparative Study of Different DC/DC Power Converter for Optimal PV System Using MPPT (P&O) Method," *Applied Solar Energy*, vol. 54, pp. 235-245, 1 de julho de 2018, doi: 10.3103/S0003701X18040047.
- [88] F. Belhachat and C. Larbes, "Comprehensive review on global maximum power point tracking techniques for PV systems subjected to partial shading conditions," *Solar Energy*, vol. 183, pp. 476-500, 1 de maio de 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.03.045>.
- [89] P. D. Lund, J. Lindgren, J. Mikkola, and J. Salpakari, "Review of energy system flexibility measures to enable high levels of variable renewable electricity," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 45, pp. 785-807, 1 de maio de 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.01.057>.
- [90] I. S. Freitas Gomes, Y. Perez, and E. Suomalainen, "Coupling small batteries and PV generation: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 126, pp. 109835, 1 de julho de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109835>.
- [91] United States. Bureau of Yards and Docks. [from old catalog], *Maintenance of steam, hot water and compressed air distribution systems*. Washington,, 1966, Capítulo 7.
- [92] B. Shahzamanian, J. Soares, S. Varga, A. I. Palmero-Marrero, and A. C. Oliveira, "Thermal and electrical performance assessment of a solar polygeneration system," *Energy Reports*, vol. 6, pp. 725-731, 1 de fevereiro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2019.09.056>.
- [93] E. Saver, "Heat Transfer Fluids for Solar Water Heating Systems." [Online]. Disponível: <https://www.energy.gov/energysaver/solar-water-heaters/heat-transfer-fluids-solar-water-heating-systems>
- [94] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, and M. Y. Sulaiman, "Review on solar-driven ejector refrigeration technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, no.º 6, pp. 1338-1349, 1 de agosto de 2009, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.08.012>.
- [95] H. W. Coleman and W. G. Steele, *Experimentation and uncertainty analysis for engineers*, 2nd ed. New York: Wiley, 1999, .
- [96] B. Shahzamanian, S. Varga, J. Soares, A. I. Palmero-Marrero, and A. C. Oliveira, "Performance evaluation of a variable geometry ejector applied in a multi-effect thermal vapor compression desalination system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 195, pp. 117177, 1 de agosto de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117177>.
- [97] G. Knier, "How do Photovoltaics Work?," 6 de agosto de 2008.
- [98] V. Benda and L. Černá, "PV cells and modules – State of the art, limits and trends," *Heliyon*, vol. 6, no.º 12, p. e05666, 1 de fevereiro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2020.e05666>.
- [99] B. P. Singh, S. K. Goyal, and P. Kumar, "Solar PV cell materials and technologies: Analyzing the recent developments," *Materials Today: Proceedings*, 27 de fevereiro de 2021, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.003>.
- [100] C. Wu *et al.*, "Multifunctional nanostructured materials for next generation photovoltaics," *Nano Energy*, vol. 70, pp. 104480, 1 de abril de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2020.104480>.

- [101] G. Conibeer, "Third-generation photovoltaics," *Materials Today*, vol. 10, no.º 11, pp. 42-50, 1 de novembro de 2007, doi: [https://doi.org/10.1016/S1369-7021\(07\)70278-X](https://doi.org/10.1016/S1369-7021(07)70278-X).
- [102] I. Jayawardena, L. Rozanski, C. Mills, M. Beliatas, N. Nismy, and S. R. Silva, "'Inorganics - in - Organics': Recent Developments and Outlook for 4G Polymer Solar Cells," *Nanoscale*, vol. 5, pp. 8411, 15 de julho de 2013, doi: [10.1039/c3nr02733c](https://doi.org/10.1039/c3nr02733c).
- [103] M. D. Udayakumar, G. Anushree, J. Sathiyaraj, and A. Manjunathan, "The impact of advanced technological developments on solar PV value chain," *Materials Today: Proceedings*, 1 de novembro de 2020, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.588>.
- [104] H. A. Kazem and M. Chaichan, "Effect of Environmental Variables on Photovoltaic Performance-Based on Experimental Studies," *International Journal of Civil, Mechanical and Energy Science (IJCMES)*, vol. 2, pp. 1-8, 9 de setembro de 2016.
- [105] M. Buni, A. Alwaeli, K. Al, and K. Al-Asadi, "Effect of solar radiation on photovoltaic cell," 1 de janeiro de 2018.
- [106] D. Chwieduk, "Towards sustainable-energy buildings," *Applied Energy*, vol. 76, no. 1, pp. 211-217, 1 de setembro de 2003, doi: [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(03\)00059-X](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(03)00059-X).
- [107] S. Hayter and A. Kandt, "Renewable Energy Applications for Existing Buildings: Preprint," 2011.
- [108] F. Bougiatioti and A. Michael, "The architectural integration of active solar systems. Building applications in the Eastern Mediterranean region," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 47, pp. 966-982, 1 de julho de 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.030>.
- [109] A. G. Hestnes, "Building Integration Of Solar Energy Systems," *Solar Energy*, vol. 67, no.º 4, pp. 181-187, 1 de janeiro de 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00065-7](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00065-7).
- [110] D. Ma and Y.-b. Xue, "Solar Energy and Residential Building Integration Technology and Application," *International Journal of Clean Coal and Energy*, vol. 02, pp. 8-12, 1 de janeiro de 2013, doi: [10.4236/ijcce.2013.22B002](https://doi.org/10.4236/ijcce.2013.22B002).
- [111] S. Kalogirou, "Building integration of solar renewable energy systems towards zero or nearly zero energy buildings," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 01, 1 de janeiro de 2013, doi: [10.1093/ijlct/ctt071](https://doi.org/10.1093/ijlct/ctt071).
- [112] L. N. Cunio and A. B. Sproul, "Performance characterisation and energy savings of uncovered swimming pool solar collectors under reduced flow rate conditions," *Solar Energy*, vol. 86, no.º 5, pp. 1511-1517, 1 de maio de 2012, doi: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.02.012>.
- [113] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, 2nd ed. New York: Wiley, 1991, Capítulo 10
- [114] M. J. R. Abdunnabi, K. M. A. Alakder, N. A. Alkishriwi, and S. M. Abughres, "Experimental Validation of Forced Circulation of Solar Water Heating Systems in TRNSYS," *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2477-2486, 1 de janeiro de 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.257>.

ANEXO A: Coletores solares fotovoltaicos

A conversão direta de luz em eletricidade, a nível atômico, denomina-se processo fotovoltaico. Ora, quando esta luz é proveniente do sol, pode-se falar num processo solar fotovoltaico. Este processo é possível de ocorrer pois alguns materiais apresentam um efeito designado de fotoelétrico, em que são absorvidos fótons presentes na luz e libertados eletrões que podem ser usados para obter eletricidade [97].

Os módulos fotovoltaicos devem apresentar, no geral, baixo preço, alta eficiência, tempo de vida longo, ausência de restrições de fornecimento de material e perspectivas de redução futura de custo [98]. Em termos de categorias, as diferentes células solares fotovoltaicas podem ser agrupadas, segundo as etapas do seu desenvolvimento ao longo do tempo, de acordo com quatro gerações [99]:

- Primeira geração – Inclui células solares fotovoltaicas à base de semicondutores de silício, as mais comuns no mercado. Trata-se de células solares tecnicamente maduras e têm uma eficiência máxima de conversão de cerca de 26 % [100]. Embora apresentem uma eficiência relativamente elevada, são dispendiosas devido ao seu custo de produção inerentemente alto. Por consequência, o reembolso do investimento efetuado demora alguns anos [99].
- Segunda geração – Nesta categoria encaixam-se as células solares fotovoltaicas baseadas em semicondutores inorgânicos de filmes finos. A sua eficiência máxima de conversão elétrica é de cerca de 23 % [100], valor inferior às tecnologias de primeira geração. São, por seu lado, mais baratas, finas e flexíveis. Um dos problemas apontados é o facto de o preço de produção ser elevado, tendo em conta a eficiência obtida, o que coloca um entrave à produção em massa [99].
- Terceira geração – As tecnologias de terceira geração aliam as vantagens económicas e ambientais dos semicondutores de filmes finos de segunda geração ao aumento da eficiência de conversão elétrica. Este processo pode diminuir bastante o custo das células solares por unidade de potência. As células solares fotovoltaicas que encaixam nesta geração são, por exemplo, as células solares fotovoltaicas sensibilizadas por corante, de perovskita, orgânicas, poliméricas e sensibilizadas por pontos quânticos. Têm o potencial de ultrapassar o limite de Shockley-Queisser, o que limita a eficiência máxima de conversão elétrica entre 31 % e 41 % [98, 101]. As suas principais vantagens são o baixo custo, a produção simples e o elevado desempenho [100].
- Quarta geração – Os novos dispositivos para conversão elétrica fotovoltaica, conhecidos por dispositivos nano fotovoltaicos, fazem parte desta geração, podendo representar o futuro da energia solar fotovoltaica [99]. Estas tecnologias combinam o baixo custo e a flexibilidade dos filmes finos poliméricos com a estabilidade de novas nano estruturas inorgânicas, com o fito de aumentar as propriedades optoeletrónicas das baratas células solares fotovoltaicas de filmes finos [102].

Numa célula de silício, quando um átomo do respetivo elemento absorve um fóton da luz solar com uma energia suficientemente elevada, um eletrão seu constituinte fica livre. O mesmo ocorre noutros átomos, o que origina uma recombinação entre eletrões livres e átomos carregados positivamente pela perda de um eletrão. No entanto, de forma a impedir a sua migração livre, é necessário criar uma junção PN, através da qual existe uma carga estática. A junção PN separa uma zona em que se injeta boro (formando-se, de modo consequente, silício do tipo P), de outra em que se injeta fósforo (formando silício do tipo N). Se as duas regiões estiverem ligadas por um circuito externo, os eletrões conseguem migrar da região N, onde se encontram eletrões livres, para a região P, onde existem átomos com lacunas por falta de eletrões. Assim se produz corrente contínua [84].

Na figura A.1 é possível observar a constituição de uma célula fotovoltaica. Além do material semicondutor e de uma rede metálica no topo, é possível identificar, também, um revestimento não refletor, de forma a reduzir as perdas por reflexão no topo da célula. Do espectro solar, apenas uma parte da radiação pode ser convertida, dado que existe um mínimo de energia, e consequentemente, um máximo comprimento de onda para o qual o processo anteriormente descrito ocorre [84].

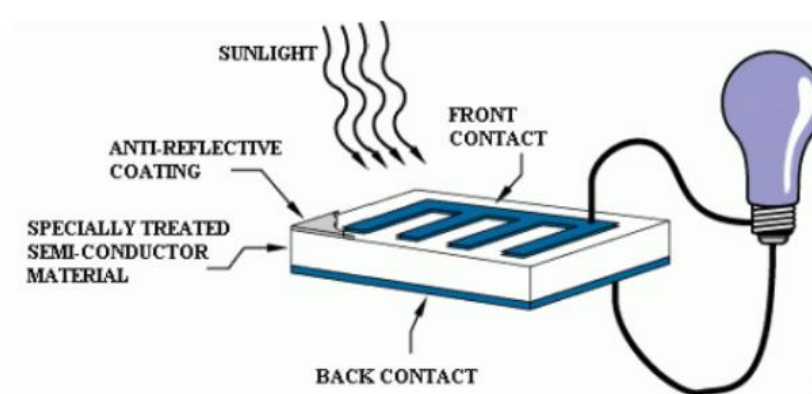


Figura A.1 - Representação esquemática de uma célula fotovoltaica [97].

Devido à sua baixa manutenção, compacidade e robustez, os dispositivos e módulos solares fotovoltaicos são utilizados em diversas aplicações. A energia fornecida pelas células solares fotovoltaicas é elevada. No entanto, existem algumas limitações ao uso desta tecnologia, nomeadamente, a intermitência da energia solar ou dependência das condições climáticas, por definição incontrolláveis [103].

As condições atmosféricas têm impacto significativo na potência elétrica produzida pelos coletores solares fotovoltaicos. De uma forma geral, esta diminui com o aumento da humidade relativa e da temperatura ambiente, e também pela acumulação de poeiras na sua superfície. Por oposição, quando tais variáveis se mantêm constantes e se aumenta a velocidade do vento, a diminuição da potência é inferior. Isto acontece porque o vento proporciona uma diminuição da temperatura do coletor e impede que, devido à sua velocidade, se acumulem poeiras na superfície [104].

Em relação à radiação solar, esta destina-se à produção de eletricidade e ao aquecimento das células solares. Com o aumento da radiação, a potência produzida também aumenta. No entanto, quando o valor da radiação for suficientemente alto, ocorre uma queda na potência elétrica produzida devido às elevadas temperaturas das células. Nestas circunstâncias, para manter o rendimento o mais elevado possível, deve provocar-se um arrefecimento das células, por exemplo, através da refrigeração por água. De igual forma, no intuito de aproveitar o calor retirado no arrefecimento, a solução pode passar por transformar o coletor solar fotovoltaico num coletor solar híbrido, usufruindo da energia térmica para outros fins úteis [84, 105].

ANEXO B: Integração de tecnologias de conversão de fontes renováveis de energia em edifícios

As medidas de eficiência energética em edifícios, que, usualmente, intervêm na parte da demanda de energia, são importantes, pois uma redução no consumo energético traz benefícios para o meio ambiente. Um outro problema se coloca: a questão do combustível usado para a produção de energia. A implementação de tecnologias de conversão de energia proveniente de fontes renováveis permite reduzir o consumo de combustíveis fósseis nos edifícios e, consequentemente, a poluição emitida para o ambiente [106]. Na União Europeia (UE), a utilização de energia proveniente de fontes renováveis torna-se essencial para se poder cumprir a meta estabelecida de edificar todos os novos edifícios com necessidades quase nulas de energia, segundo a diretiva europeia EPBD-2, de 19 de maio de 2010.

A energia solar, eólica, geotérmica e a biomassa são exemplos de fontes renováveis que podem ser utilizadas em edifícios. Para a seleção da apropriada tecnologia de conversão energética é necessário considerar diversos fatores. A primeira etapa para a sua escolha passa pela análise de mapas da disponibilidade do recurso das diversas fontes renováveis com vista a determinar se a área do edifício possui adequadas quantidades de energia para a instalação da tecnologia pretendida. Outros fatores, como o custo de fontes alternativas energéticas e os incentivos locais, devem ser tidos em conta para avaliar a viabilidade económica da instalação [107].

A integração das tecnologias de baixa emissão de carbono nos edifícios não deve comprometer as condições de conforto térmico, visual e acústico [108]. Assim, a arquitetura e a engenharia devem trabalhar em uníssono para se atingir o objetivo de providenciar a tecnologia da forma mais harmoniosa possível com a estética do edifício. Atualmente, este conceito não significa necessariamente tornar as tecnologias invisíveis, mas sim aproveitá-las de forma vantajosa para promover uma construção mais agradável à vista [109, 110].

Os sistemas solares fotovoltaicos, ao serem integrados nos edifícios, podem desempenhar funções extra, além da obtenção de eletricidade, o que os torna mais económicos. Por exemplo, podem ser utilizados como dispositivos de sombreamento e acabarem integrados na envolvente dos edifícios, com ou sem conversão adicional de energia térmica. Por outro lado, utilizando células solares fotovoltaicas semitransparentes, que transmitem a radiação solar, é possível integrar os painéis fotovoltaicos com a possibilidade de transmissão de luz natural para o interior do edifício. Não obstante, a forma mais usual de instalar um sistema solar fotovoltaico é através de suportes num terraço plano ou no topo de um telhado inclinado [111].

Os sistemas solares térmicos passivos e ativos, constituídos, por exemplo, por coletores solares térmicos planos ou de tubos de vácuo, podem ser integrados em fachadas de edifícios, apesar de a forma mais usada ser a instalação por cima de terraços planos ou inclinados [111]. Um sistema solar passivo caracteriza-se por a circulação do fluido ocorrer apenas por convecção natural. Por sua vez, um sistema solar ativo necessita de uma bomba ou ventilador para forçar a circulação do fluido.

Um exemplo de um sistema solar passivo é o sistema de termossifão. Neste caso, a radiação absorvida pelo coletor faz com que a temperatura do fluido aumente, o que diminui a densidade e provoca o seu movimento ascendente em direção ao topo do tanque de armazenamento térmico. A água mais fria, proveniente do fundo do tanque de armazenamento, substitui a água mais quente e circula em direção à entrada do coletor solar. À noite, quando a radiação não incide no coletor, o fluxo inverte o sentido e as perdas térmicas devem ser minimizadas. No dimensionamento das tubagens, com o objetivo de diminuir a perda de carga, deve-se optar por tubagens com um diâmetro maior que o habitual, pois a força motriz responsável pela circulação do fluido é apenas uma pequena diferença de densidade. Além disso, os respetivos pontos de conexão devem ser bem isolados para evitar perdas térmicas. Os coletores precisam de estar

inclinados, de modo a prevenir a formação de bolsas de ar que podem impedir a circulação do fluido [27].

No caso dos sistemas forçados, é necessário existir uma válvula antirretorno para impedir a inversão do sentido do fluxo de escoamento, o que resultaria, tal como nos sistemas de termossifão, em perdas térmicas durante o período noturno. Em relação ao caudal de fluido bombeado, utilizar um baixo valor, no caso de um sistema sem armazenamento térmico, como o aquecimento de uma piscina, permite aumentar o coeficiente de desempenho (COP), economizar energia e diminuir o custo inicial e de operação do sistema, o que se torna cada vez mais notório com o decorrer dos anos, embora o rendimento do coletor diminua. Caso o sistema possua armazenamento térmico, o desempenho líquido do sistema pode ser afetado positivamente porque melhora a estratificação do tanque, o que faz com que a água entre mais fria no coletor [61, 112].

Para controlo da bomba, os controladores mais usados são do tipo *on-off* e proporcional. No primeiro caso, a bomba entra ou não em funcionamento consoante a possibilidade de obtenção de uma potência térmica útil pelos coletores. Nos controladores proporcionais, a velocidade da bomba varia com o objetivo de obter um determinado nível de temperatura na saída dos coletores [113].

Os sistemas de termossifão são os sistemas mais usados para aplicações domésticas, em que a demanda por água quente não é muito grande. Porém, em regiões com baixa temperatura ambiente ou para aplicações de larga escala, os sistemas forçados são mais convenientes. Em relação a estes, os sistemas de termossifão têm a desvantagem de, devido ao tanque de armazenamento térmico se situar acima do coletor, serem comparativamente mais altos, o que os torna esteticamente menos atrativos. Os sistemas forçados permitem instalar o tanque dentro da casa e apresentam maior desempenho. Por outro lado, são mais caros e um pouco menos eficientes [27, 114].

ANEXO C: Ficha técnica do PCM RT64HC

Data sheet



RT64HC



RUBITHERM® RT is a pure PCM, this heat storage material utilising the processes of phase change between solid and liquid (melting and congealing) to store and release large quantities of thermal energy at nearly constant temperature. The RUBITHERM® phase change materials (PCM's) provide a very effective means for storing heat and cold, even when limited volumes and low differences in operating temperature are applicable.

Properties for RT-line:

- high thermal energy storage capacity
- heat storage and release take place at relatively constant temperatures
- no supercooling effect, chemically inert
- long life product, with stable performance through the phase change cycles
- melting temperature range between -9 °C and 100 °C available

The most important data:

Melting area

Typical Values

63-65 [°C]

main peak: 64

Congeeing area

64-61 [°C]

main peak: 64

Heat storage capacity $\pm 7,5\%$

Combination of latent and sensible heat in a temperatur range of 57°C to 72 °C.

250 [kJ/kg]*

70 [Wh/kg]*

Specific heat capacity

2 [kJ/kg·K]

Density solid

at 20°C

0,88 [kg/l]

Density liquid

at 80°C

0,78 [kg/l]

Heat conductivity (both phases)

0,2 [W/(m·K)]

Volume expansion

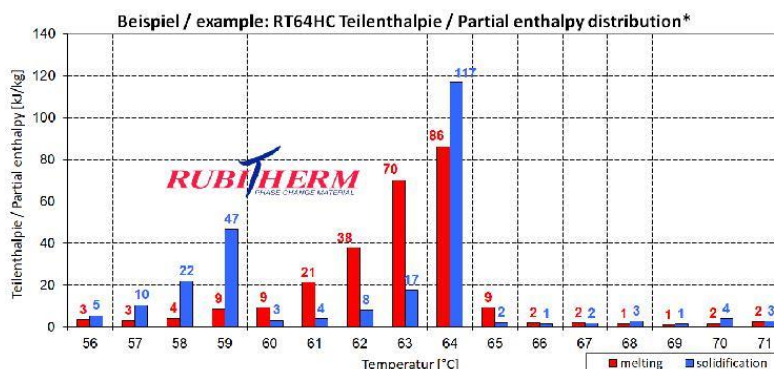
11 [%]

Flash point

>190 [°C]

Max. operation temperature

95 [°C]



Rubitherm Technologies GmbH
Imhoffweg 6
D-12307 Berlin
phone: +49 (30) 7109622-0
E-Mail: info@rubitherm.com
Web: www.rubitherm.com

The product information given is a non-binding planning aid, subject to technical changes without notice.
Version: 09.10.2020

*Measured with 3-layer-calorimeter.

ANEXO D: Ficha técnica do módulo fotovoltaico utilizado

PHOTOVOLTAIC GLASS		04TA_-16410989-_-_-	
1641 x 989 mm		ref. M	ref. P
Electrical data test conditions (STC)		6" Mono-Crystalline	6" Poly-Crystalline
Nominal peak power	P_{mpp} (Wp)	265	241
Open-circuit voltage	V_{oc} (V)	38	37
Short-circuit current	I_{sc} (A)	8,93	8,45
Voltage at nominal power	V_{mpp} (V)	32	30
Current at nominal power	I_{mpp} (A)	8,39	7,93
Power tolerance not to exceed	%	±3	±3

STC: 1000 w/m², AM 1.5 and a cell temperature of 25°C, stabilized module state.

Mechanical description		
Length	mm	1641
Width	mm	989
Thickness	mm	5,90 (Glass) 46,00 (Alu frame)
Surface area	sqm	1,62
Weight	Kg	23,50
Cell type (no PV cells)		6" Mono-Cryst. (60) 6" Poly-Cryst. (60)
PV Glass		4,0 mm Tempered Glass
Rear Layer		1,0 mm backsheet
Thickness encapsulation	ref. A	0,90 mm EVA Foils
	ref. B	PVB Foils (not available)

Junction Box		
Protection		IP65
Wiring Section		2,5 mm² / 4,0 mm²
Limits		
Maximum system voltage	V_{sys} (V)	1.000
Operating module temperature	°C	-40...+85
Temperature Coefficients		
Temperature Coefficient of P_{mpp}	%/°C	-0,49 -0,43
Temperature Coefficient of V_{oc}	%/°C	-0,35 -0,343
Temperature Coefficient of I_{sc}	%/°C	+0,045 +0,027

* All technical specifications are subject to change without notice by Onyx Solar

Anexo E: Valor das pressões relativas de sucção, principal e secundária, para os ensaios realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio, e posições de avanço do fuso de 6 mm, 7 mm e 8 mm, no teste de obtenção da pressão mínima de arrefecimento

Tabela E.1 – Valor das pressões relativas de sucção, principal e contrapressão, e respectivas incertezas, para os ensaios realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio, e posição de avanço do fuso de 6 mm (ver figura 4.18 – Capítulo 4)

Posição de avanço do fuso - 6 mm						
Dia	Pressão Principal (bar)	Incerteza Pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza Contrapressão (bar)	Pressão de sucção (bar)	Incerteza pressão de sucção (bar)
8 de abril de 2021	8,07	±0,11	2,67	±0,15	1,33	±0,05
	9,16	±0,17	2,85	±0,18	1,37	±0,05
	10,08	±0,23	3,08	±0,21	0,94	±0,06
	11,36	±0,28	3,23	±0,18	0,80	±0,07
3 de maio de 2021	7,90	±0,46	2,60	±0,16	1,33	±0,09
	9,07	±0,47	2,76	±0,16	1,32	±0,12
	10,08	±0,31	3,00	±0,17	0,91	±0,07
	11,03	±0,30	3,17	±0,21	0,83	±0,11
4 de maio de 2021	8,05	±0,24	2,70	±0,17	1,37	±0,04
	9,09	±0,34	2,83	±0,15	1,41	±0,06
	10,19	±0,30	3,05	±0,16	1,09	±0,40
	10,99	±0,43	3,00	±0,21	0,66	±0,17

Tabela E.2 - Valor das pressões relativas de sucção, principal e contrapressão, e respectivas incertezas, para os ensaios realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio, e posição de avanço do fuso de 7 mm (ver figura 4.18 – Capítulo 4)

Posição de avanço do fuso - 7 mm						
Dia	Pressão Principal (bar)	Incerteza Pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza Contrapressão (bar)	Pressão de sucção (bar)	Incerteza pressão de sucção (bar)
8 de abril de 2021	7,95	±0,19	3,07	±0,15	1,60	±0,04
	9,05	±0,19	3,18	±0,19	1,38	±0,13
	10,12	±0,19	3,26	±0,18	0,92	±0,05
	11,02	±0,19	3,09	±0,14	0,46	±0,06
3 de maio de 2021	7,93	±0,11	3,01	±0,19	1,54	±0,05
	9,09	±0,13	3,10	±0,17	1,15	±0,10
	9,99	±0,24	3,23	±0,18	0,96	±0,07
	11,12	±0,22	3,31	±0,17	0,76	±0,06
4 de maio de 2021	8,12	±0,12	3,05	±0,20	1,60	±0,05
	9,10	±0,17	3,13	±0,14	1,46	±0,13
	9,97	±0,29	3,28	±0,19	1,08	±0,08
	11,01	±0,22	3,38	±0,14	0,90	±0,06

Tabela E.3 - Valor das pressões relativas de sucção, principal e contrapressão, e respectivas incertezas, para os ensaios realizados nos dias 8 de abril, 3 de maio e 4 de maio, e posição de avanço do fuso de 8 mm (ver figura 4.18 – Capítulo 4)

Posição de avanço do fuso - 8 mm						
Dia	Pressão Principal (bar)	Incerteza Pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza Contrapressão (bar)	Pressão de sucção (bar)	Incerteza pressão de sucção (bar)
8 de abril de 2021	8,03	±0,09	3,27	±0,14	1,74	±0,03
	9,05	±0,16	3,35	±0,15	1,29	±0,04
	10,00	±0,25	3,37	±0,22	0,92	±0,08
	11,08	±0,18	3,13	±0,18	0,52	±0,27
3 de maio de 2021	8,04	±0,08	3,13	±0,19	1,64	±0,05
	8,95	±0,24	3,27	±0,14	1,24	±0,07
	10,11	±0,25	3,43	±0,17	1,02	±0,07
	10,96	±0,26	3,53	±0,15	0,88	±0,08
4 de maio de 2021	8,06	±0,11	3,18	±0,15	1,71	±0,04
	9,00	±0,18	3,30	±0,21	1,25	±0,05
	10,08	±0,33	3,43	±0,22	1,01	±0,10
	11,09	±0,20	3,40	±0,18	0,73	±0,05

ANEXO F: Valores do COP do sistema e da pressão relativa principal, e respectivas incertezas, em diferentes ensaios realizados

Os ensaios foram realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto) – ver figura 4.21 do Capítulo 4.

Tabela F.1 - Valores do COP do sistema e da pressão principal, e respectivas incertezas, no 1º ensaio do dia 19 de maio (pontos a azul)

Pontos a azul - Ensaio 1 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	COP	Incerteza COP
9,02	$\pm 0,18$	0,13	$\pm 0,03$
10,10	$\pm 0,21$	0,15	$\pm 0,01$
10,98	$\pm 0,24$	0,20	$\pm 0,03$
12,14	$\pm 0,18$	0,21	$\pm 0,01$

Tabela F.2 - Valores do COP do sistema e da pressão principal, e respectivas incertezas, no 2º ensaio do dia 19 de maio (pontos a amarelo)

Pontos a amarelo - Ensaio 2 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	COP	Incerteza COP
8,96	$\pm 0,16$	0,13	$\pm 0,02$
10,03	$\pm 0,16$	0,17	$\pm 0,01$
10,95	$\pm 0,19$	0,21	$\pm 0,01$
12,05	$\pm 0,19$	0,21	$\pm 0,01$

Tabela F.3 - Valores do COP do sistema e da pressão principal, e respectivas incertezas, no dia 25 de maio (pontos a verde)

Pontos a verde - Dia 25 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	COP	Incerteza COP
8,94	$\pm 0,12$	0,15	$\pm 0,01$
9,95	$\pm 0,17$	0,18	$\pm 0,01$
10,89	$\pm 0,18$	0,21	$\pm 0,01$
11,89	$\pm 0,22$	0,21	$\pm 0,01$

Tabela F.4 - Valores do COP do sistema e da pressão principal, e respectivas incertezas, no dia 27 de maio (pontos a preto)

Pontos a preto - Dia 27 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	COP	Incerteza COP
9,01	$\pm 0,15$	0,18	$\pm 0,01$
9,99	$\pm 0,15$	0,18	$\pm 0,01$
11,02	$\pm 0,18$	0,20	$\pm 0,01$
12,04	$\pm 0,16$	0,19	$\pm 0,01$

ANEXO G: Valores do caudal mássico principal e da pressão relativa principal, e respetivas incertezas

Os ensaios foram realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto) – ver figura 4.22 do Capítulo 4.

Tabela G.1 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no 1º ensaio do dia 19 de maio (pontos a azul)

Pontos a azul - Ensaio 1 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
9,02	±0,18	16,9	±1,3
10,10	±0,21	19,0	±1,0
10,98	±0,24	20,1	±0,9
12,14	±0,18	23,0	±0,6

Tabela G.2 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no 2º ensaio do dia 19 de maio (pontos a amarelo)

Pontos a amarelo - Ensaio 2 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
8,96	±0,16	16,8	±1,1
10,03	±0,16	18,6	±2,0
10,95	±0,19	19,8	±0,7
12,05	±0,19	22,6	±0,6

Tabela G.3 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 25 de maio (pontos a verde)

Pontos a verde - Dia 25 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
8,94	±0,12	15,8	±0,5
9,95	±0,17	17,8	±0,5
10,89	±0,18	19,6	±0,5
11,89	±0,22	21,9	±0,6

Tabela G.4 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 27 de maio (pontos a preto)

Pontos a preto - Dia 27 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
9,01	±0,15	15,2	±0,5
9,99	±0,15	17,2	±0,5
11,02	±0,18	19,4	±0,4
12,04	±0,16	21,8	±0,5

ANEXO H: Valores da contrapressão relativa e da pressão principal, e respectivas incertezas

Os diferentes ensaios foram realizados com libertação de gás durante 3 segundos, entre cada um: dia 19 de maio, 1º ensaio (azul); dia 19 de maio, 2º ensaio (amarelo); dia 25 de maio (verde); dia 27 de maio (preto) – ver figura 4.23 do Capítulo 4

Tabela H.1 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respectivas incertezas, no 1º ensaio do dia 19 de maio (pontos a azul)

Pontos a azul - Ensaio 1 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
9,02	±0,18	3,05	±0,20
10,10	±0,21	3,18	±0,13
10,98	±0,24	3,46	±0,18
12,14	±0,18	3,47	±0,16

Tabela H.2 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respectivas incertezas, no 2º ensaio do dia 19 de maio (pontos a amarelo)

Pontos a amarelo - Ensaio 2 do dia 19 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
8,96	±0,16	2,96	±0,17
10,03	±0,16	3,10	±0,16
10,95	±0,19	3,30	±0,20
12,05	±0,19	3,35	±0,18

Tabela H.2 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respectivas incertezas, no dia 25 de maio (pontos a verde)

Pontos a verde - Dia 25 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
8,94	±0,12	2,90	±0,15
9,95	±0,17	3,05	±0,17
10,89	±0,18	3,29	±0,16
11,89	±0,22	3,43	±0,19

Tabela H.4 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respectivas incertezas, no dia 27 de maio (pontos a preto)

Pontos a preto - Dia 27 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
9,01	±0,15	3,02	±0,17
9,99	±0,15	3,13	±0,15
11,02	±0,18	3,36	±0,15
12,04	±0,16	3,43	±0,15

ANEXO I: Caudal mássico principal e contrapressão, em função da pressão principal, e respetivas incertezas

Os ensaios foram realizados nos dias 27 de maio (pontos a cor preta) e 8 de junho (pontos a cor cinzenta) no âmbito do teste para análise da influência da massa de isobutano no ciclo de ejeção (ver figura 4.24 do Capítulo 4)

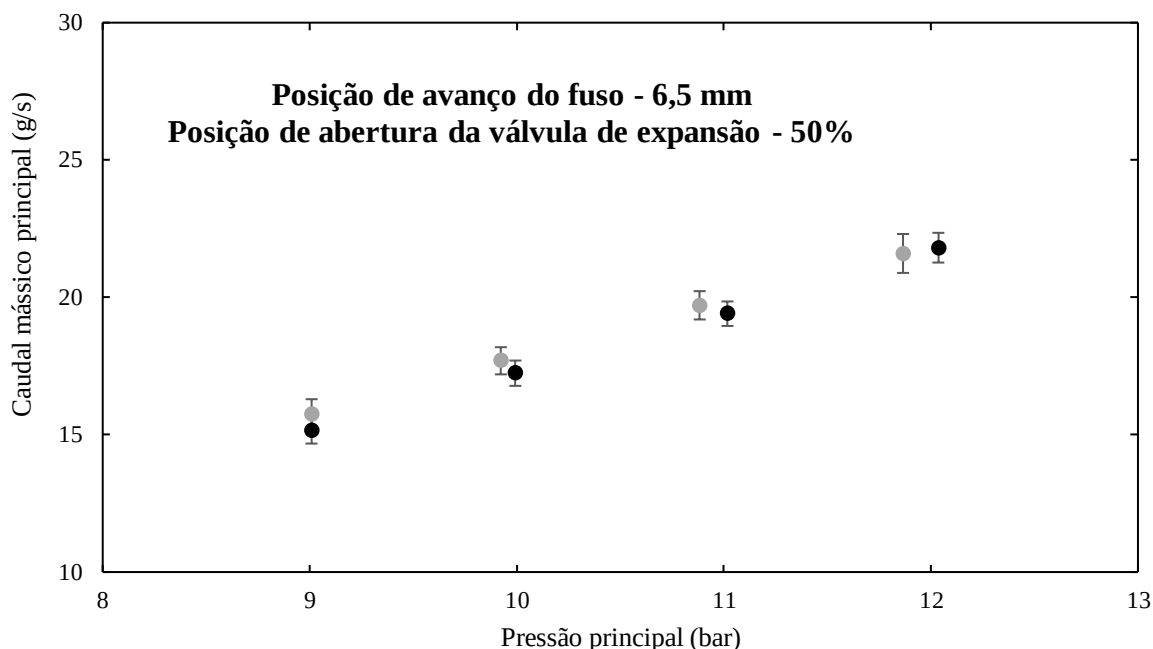


Figura I.1 - Evolução do caudal mássico principal, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), nos dois ensaios realizados: dia 27 de maio (preto); depois de se atingir cavitação e recarregado o circuito com isobutano - dia 8 de junho (cinzento).

Tabela I.1 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 27 de maio (pontos a preto)

Pontos a preto - Dia 27 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
9,01	$\pm 0,15$	15,2	$\pm 0,5$
9,99	$\pm 0,15$	17,2	$\pm 0,5$
11,02	$\pm 0,18$	19,4	$\pm 0,4$
12,04	$\pm 0,16$	21,8	$\pm 0,5$

Tabela I.2 - Valores do caudal mássico principal e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 8 de junho (pontos a cinzento)

Pontos a cinzento - Dia 8 de junho			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Caudal mássico principal (g/s)	Incerteza Caudal mássico principal (g/s)
9,01	$\pm 0,12$	15,7	$\pm 0,6$
9,92	$\pm 0,15$	17,7	$\pm 0,5$
10,88	$\pm 0,15$	19,7	$\pm 0,5$
11,87	$\pm 0,19$	21,6	$\pm 0,7$

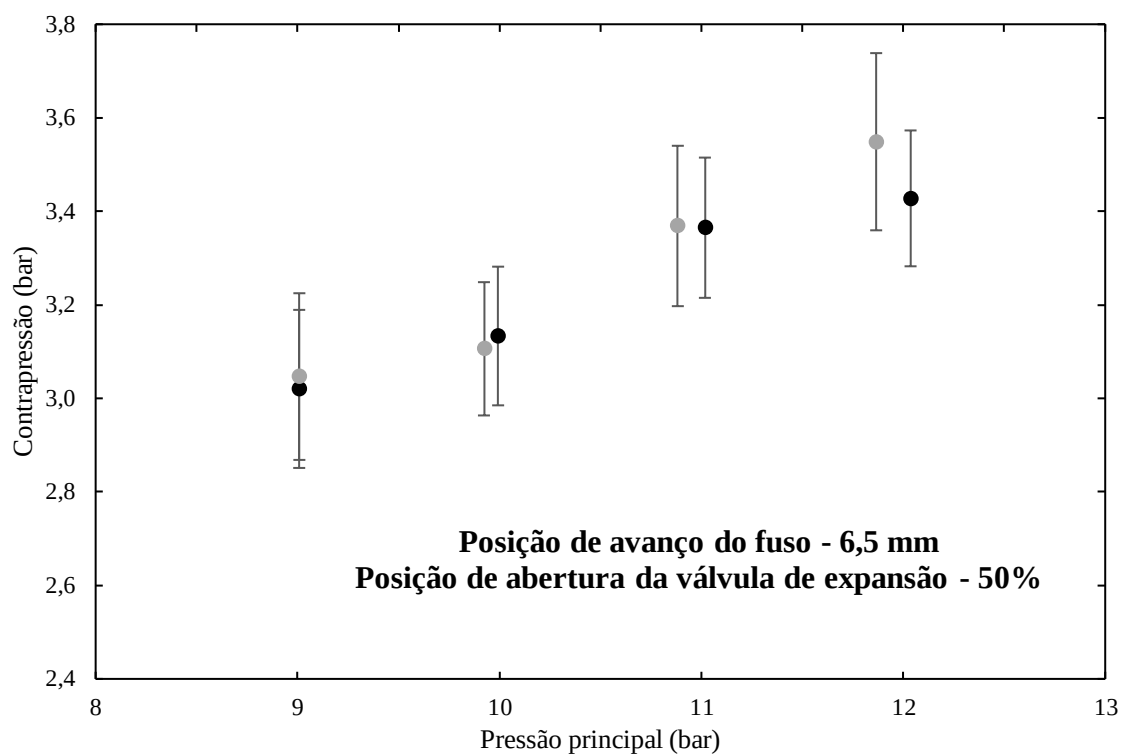


Figura I.2 - Evolução da contrapressão, e respetiva incerteza, em função da pressão relativa principal (9 bar, 10 bar, 11 bar, 12 bar), nos dois ensaios realizados: dia 27 de maio (preto); depois de se atingir cavitação e recarregado o circuito com isobutano - dia 8 de junho (cinzento).

Tabela I.3 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 27 de maio (pontos a preto)

Pontos a preto - Dia 27 de maio			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
9,01	±0,15	3,02	±0,17
9,99	±0,15	3,13	±0,15
11,02	±0,18	3,36	±0,15
12,04	±0,16	3,43	±0,15

Tabela I.4 - Valores da contrapressão e da pressão principal, e respetivas incertezas, no dia 8 de junho (pontos a cinzento)

Pontos a cinzento - Dia 8 de junho			
Pressão principal (bar)	Incerteza pressão principal (bar)	Contrapressão (bar)	Incerteza contrapressão(bar)
9,01	±0,12	3,05	±0,18
9,92	±0,15	3,11	±0,14
10,88	±0,15	3,37	±0,17
11,87	±0,19	3,55	±0,19

ANEXO J: Rácio de arrasto (λ), capacidade de arrefecimento ($\dot{Q}_e$) e potência térmica fornecida ao ciclo de ejeção ($\dot{Q}_g$), obtidos no dia 8 de junho, em função da pressão principal

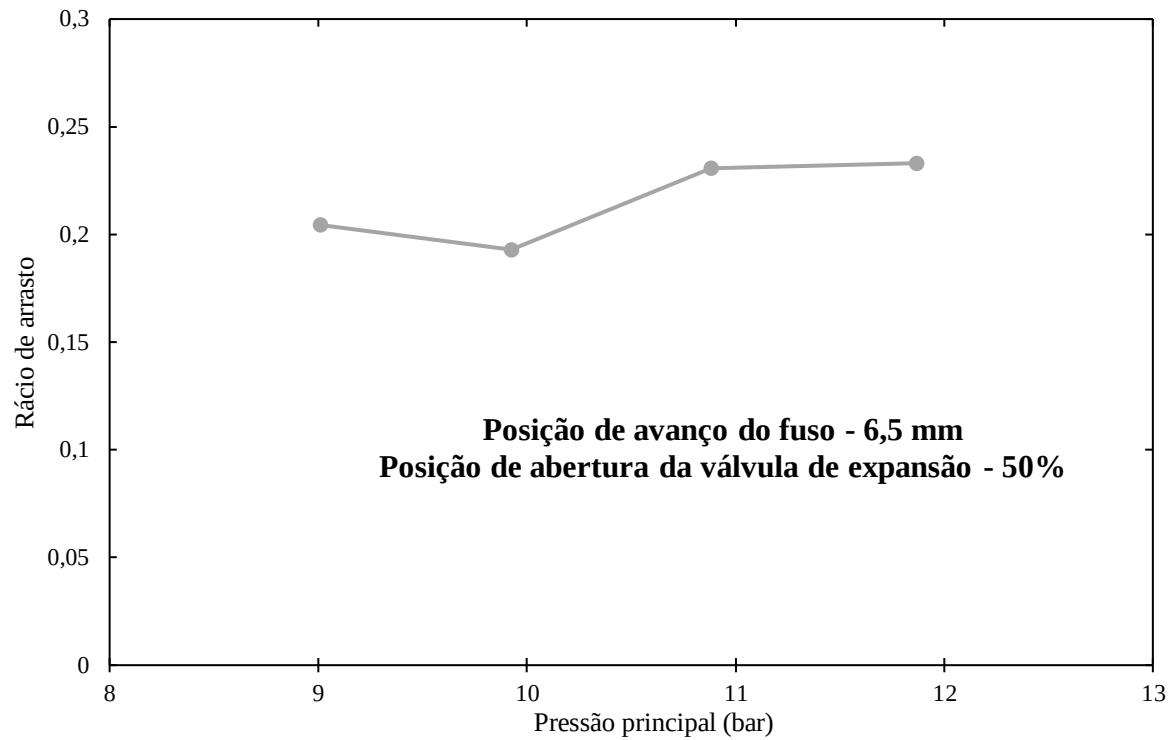


Figura J.1 – Evolução do rácio de arrasto com a pressão principal, no dia 8 de junho.

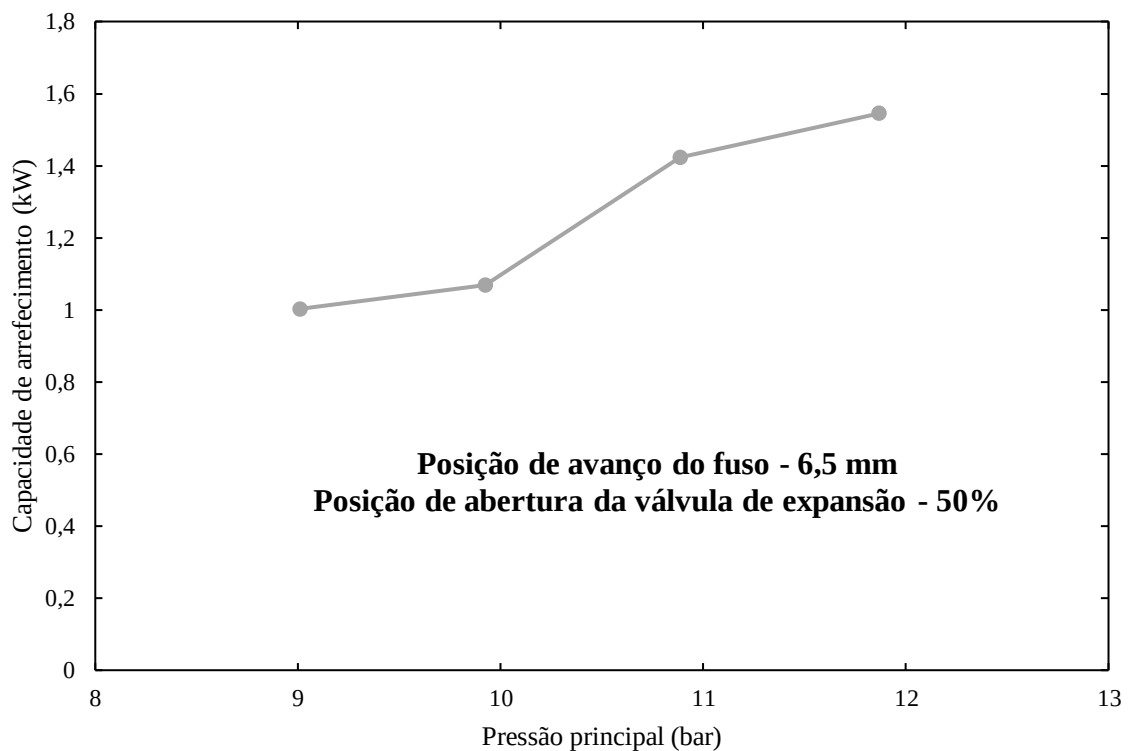


Figura J.2 - Evolução da capacidade de arrefecimento com a pressão principal, no dia 8 de junho.

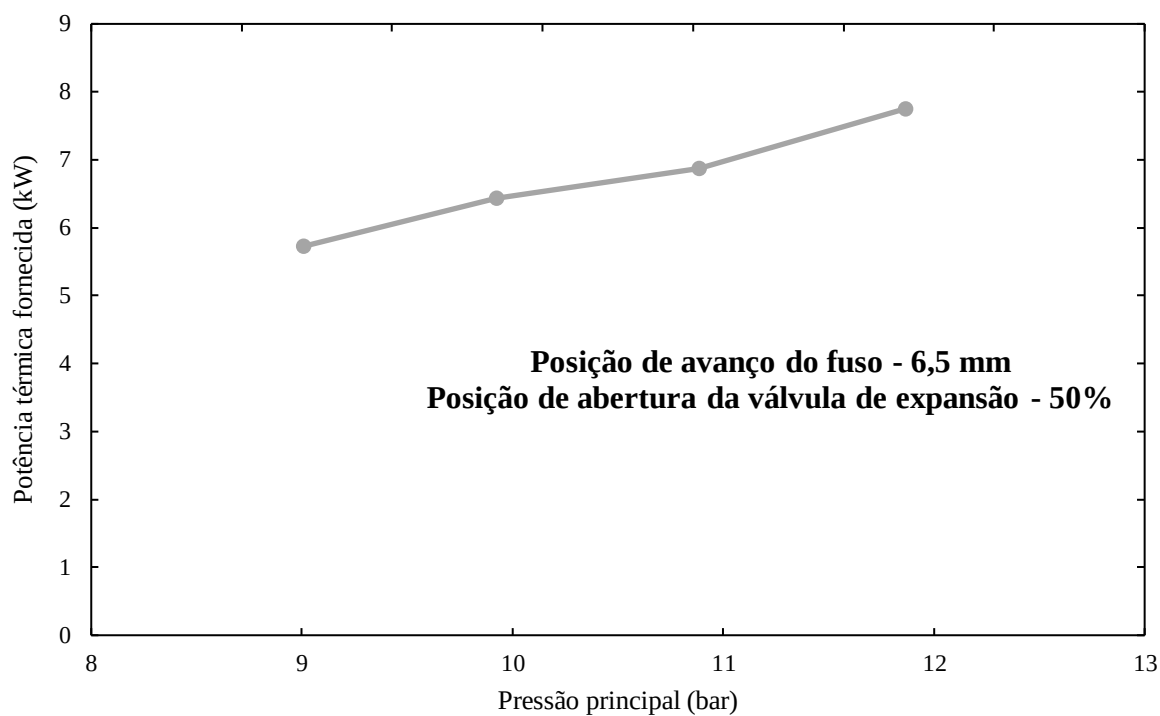


Figura J.3 - Evolução da potência térmica fornecida ao ciclo de ejeção com a pressão principal, no dia 8 de junho.

Tabela J.3 - Valores médios da pressão principal, rácio de arrasto (λ), capacidade de arrefecimento ($\dot{Q}_e$) e potência térmica fornecida ao ciclo de ejeção ($\dot{Q}_g$) obtidos no dia 8 de junho

Dia 8 de junho			
Pressão principal (bar)	λ	$\dot{Q}_e$ (kW)	$\dot{Q}_g$ (kW)
9,01	0,20	1,00	5,73
9,92	0,19	1,07	6,43
10,88	0,23	1,42	6,87
11,87	0,23	1,54	7,75

ANEXO K: Diagrama pressão-entalpia (P-h) do isobutano e a evolução termodinâmica do ciclo de ejedor para os ensaios 1 e 3 - Teste de comparação do desempenho entre ejetores

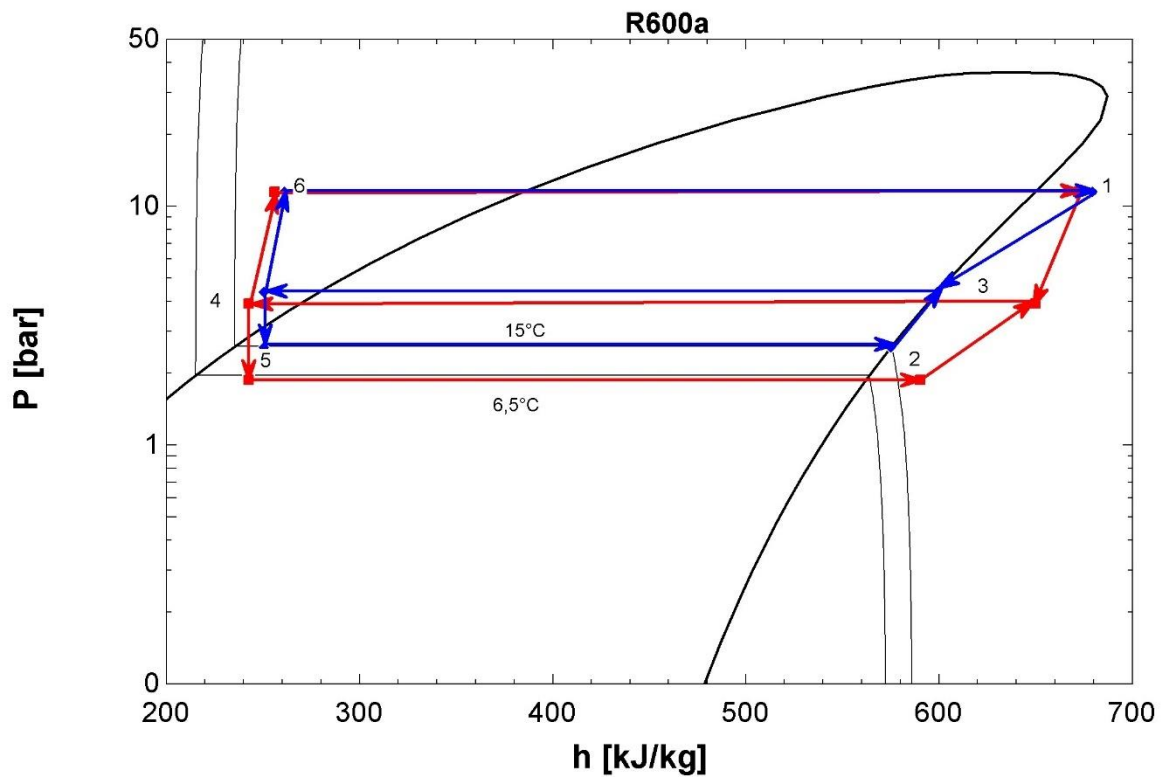


Figura K.1 - Diagrama P-h do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejedor, no caso do ejedor antigo (linha a vermelho) e do novo (linha a azul), e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 1.

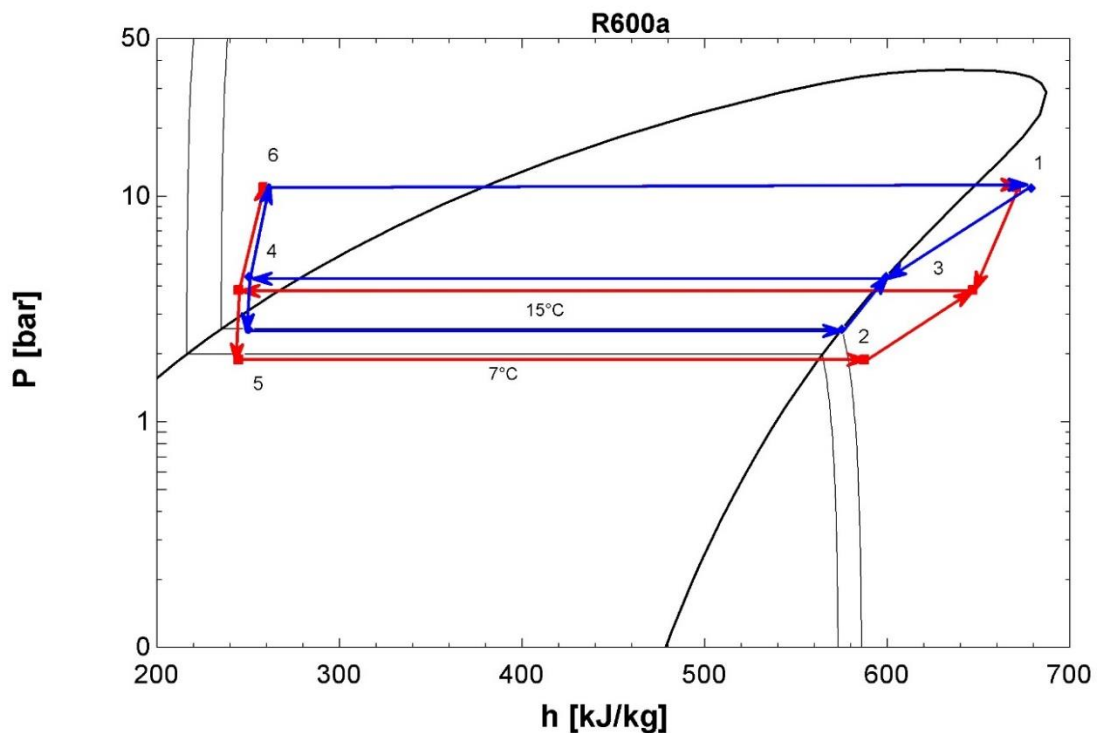


Figura E.2 - Diagrama P-h do isobutano e evolução termodinâmica do ciclo de ejedor, no caso do ejedor antigo (linha a vermelho) e do novo (linha a azul), e temperaturas de evaporação do fluido no evaporador, no ensaio 3.

ANEXO L: Valores da contrapressão respectivas incertezas e temperatura do isobutano à entrada do condensador, para cada ensaio

A contrapressão no caso do novo ejedor é representada por P_c , enquanto que com o antigo ejedor é representada por $P_{c:ant}$. A temperatura do isobutano à entrada do condensador é representada por: $T_{c:ent}$, com o novo ejedor e por $T_{c:ent:ant}$, com o antigo.

Tabela L.1 - Valores da contrapressão respectivas incertezas e temperatura do isobutano à entrada do condensador, para cada ensaio

Ensaio	$P_c(\text{bar})$	Incerteza P_c (bar)	$P_{c:ant}$ (bar)	Incerteza $P_{c:ant}$ (bar)	$T_{c:ent}$ (°C)	$T_{c:ent:ant}$ (°C)
1	3,38	$\pm 0,16$	2,91	$\pm 0,08$	31,1	58,69
2	3,38	$\pm 0,16$	2,93	$\pm 0,06$	34,6	61,18
3	3,39	$\pm 0,16$	2,85	$\pm 0,05$	30,8	57,02
4	3,49	$\pm 0,16$	2,98	$\pm 0,04$	59,3	61,83