

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**



**Análise experimental de um ciclo de  
arrefecimento solar com ejetor de geometria  
variável**

Pedro José Gaspar Lopes

Dissertação realizada no âmbito do  
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira  
Orientador: Prof. Dr. Szabolcs Varga

Setembro 2013

© Pedro Lopes, 2013

# Resumo

A presente dissertação descreve os ensaios experimentais realizados num ciclo de refrigeração com ejetor de geometria variável, que foi projetado para ser usado num sistema de arrefecimento solar inovador. Primeiramente procedeu-se à preparação da instalação, nomeadamente o isolamento térmico, calibração dos instrumentos de medição, ligação dos instrumentos de medição ao módulo de aquisição de dados para monitorização e controlo na interface gráfica em Labview. Foi feito um teste de estanquicidade, confirmando a não existência de fugas maiores na instalação (17,7 g/a), assim como o posterior carregamento de 1 kg de fluido refrigerante R600a. O ejetor é o componente chave no ciclo de arrefecimento a estudar e o seu desempenho é fortemente influenciado pelas temperaturas e pressão de operação (gerador, condensador e evaporador) e pela sua geometria. A posição do *spindle* (*sp*) e *NXP* são os fatores geométricos mais relevantes que influenciam a performance do ejetor. Foram realizados 3 conjuntos de experiências distintas: influência do *sp* no caudal primário; efeito do *NXP* na razão de compressão e efeito do *sp* no COP. Verificou-se uma diminuição de cerca de 60% do caudal primário ao variar o *sp* entre 10 mm e 4 mm para uma temperatura de 78°C no gerador. Para ambos os ensaios de condições ( $T_g = \sim 69^\circ C$ ,  $T_c = \sim 23^\circ C$ ) e ( $T_g = \sim 78^\circ C$ ,  $T_c = \sim 25^\circ C$ ) a posição ótima do *NXP* correspondeu a 3 mm. Aumentado a temperatura do gerador para as condições ( $T_g = \sim 94^\circ C$ ,  $T_c = \sim 23^\circ C$ ) observou-se uma alteração da posição ótima do *NXP* para 2 mm. Fechou-se também o *spindle* para 6 mm e para as condições  $T_g = \sim 78^\circ C$ ,  $T_c = \sim 20^\circ C$  obteve-se de novo a posição ótima do *NXP* para 3 mm, verificando-se uma independência da posição ótima do *NXP* para com o *sp*. Na análise da influência do *sp* no COP mantendo *NXP* fixo, verificou-se uma diminuição do COP com a abertura do *spindle* e uma tendência para a posição ótima do *spindle* se situar nos 4,6 mm para as condições ( $T_g = \sim 85^\circ C$ ,  $T_c = \sim 17^\circ C$  e  $T_e = \sim 23^\circ C$ ).



# Abstract

The present dissertation describes the experimental tests done in a refrigeration system with a variable geometry ejector that was designed to be used in an innovative solar refrigeration system. Firstly, the preparation of the experimental rig was done, namely, all the thermal isolation, calibration of the measuring devices and its connection to the data logger for monitoring and control using a Labview graphical interface. A leak test was done, confirming the non-existence of major leaks on the installation (17,7 g/a) followed by the filling of 1 kg of liquid R600a refrigerant. The ejector is the key component of the present refrigeration cycle and its performance is strongly influenced by the operation temperatures and pressures (generator, condenser and evaporator) and by its geometry. The spindle position ( $sp$ ) and NXP are the geometrical values more relevant that influence the performance of the ejector. 3 sets of distinct tests have been done: the influence of  $sp$  on the primary flow; effect of the NXP on the pressure lift ratio and the effect of the  $sp$  on the COP. A decrease of about 60% has been observed for the primary flow by varying the  $sp$  between 10 mm and 4 mm for a 78°C generator temperature. For both tests of operating conditions ( $T_g = \sim 69^\circ C$ ,  $T_c = \sim 23^\circ C$ ) and ( $T_g = \sim 78^\circ C$ ,  $T_c = \sim 25^\circ C$ ) the optimal NXP is 3 mm. Increasing the generator temperature for the conditions ( $T_g = \sim 94^\circ C$ ,  $T_c = \sim 23^\circ C$ ) resulted a change in the optimal NXP to 2 mm. The *spindle* was then closed to 6 mm for the operating conditions ( $T_g = \sim 78^\circ C$ ,  $T_c = \sim 20^\circ C$ ) resulting again on a change of the optimal NXP back to 3 mm, meaning a possible optimal NXP independent from the  $sp$ . On the influence analysis of the  $sp$  to the COP maintaining a fixed NXP, a decrease of COP with the spindle opening was observed and a tendency for the optimal  $sp$  to be around 4,6 mm for the operating conditions: ( $T_g = \sim 85^\circ C$ ,  $T_c = \sim 17^\circ C$  e  $T_e = \sim 23^\circ C$  ).



# Agradecimentos

Primeiramente gostaria de agradecer aos meus orientadores, Professor Armando Oliveira e Professor Szabolcs Varga pela disponibilidade durante toda a realização da presente dissertação. Um especial obrigado ao Professor Varga por me ter acompanhado e guiado ao longo da realização do trabalho com o maior apoio possível.

Gostaria também de agradecer ao investigador João Soares que me foi motivando sempre que necessário acompanhando-me durante todo o trabalho experimental no laboratório.

Por último, um especial agradecimento aos meus pais, irmão e amigos pelo apoio e encorajamento que me deram ao longo de todo o curso.



*“We are at the very beginning of time for the human race. It is not unreasonable that we grapple with problems. But there are tens of thousands of years in the future. Our responsibility is to do what we can, learn what we can, improve the solutions, and pass them on.”*

Richard P. Feynman



# Índice

Resumo .....	iii
Abstract.....	v
Agradecimentos .....	vii
Índice.....	xi
Lista de figuras .....	xiii
Lista de tabelas .....	xv
Abreviaturas e Símbolos .....	xvii
<b>Capítulo 1 .....</b>	<b>1</b>
Introdução.....	1
1.1- Sistemas de refrigeração por ejeção .....	2
1.2- Motivação .....	4
1.3- Organização do presente relatório .....	4
<b>Capítulo 2 .....</b>	<b>5</b>
Fundamentos Teóricos .....	5
2.1 - Conceitos básicos: sistemas de refrigeração .....	5
2.2 - Sistemas de refrigeração solar utilizando um ejetor .....	8
2.2.1- Subsistema solar .....	9
2.2.2- Subsistema de refrigeração.....	9
2.3 - Funcionamento de um ejetor.....	11
2.3.1- Condições operativas .....	15
2.3.2- Fluido de trabalho .....	17
2.3.3- Geometria do ejetor .....	19
<b>Capítulo 3 .....</b>	<b>23</b>
Instalação Experimental .....	23
3.1 - Subciclos da instalação experimental.....	23
3.1.1- Subciclo da fonte térmica de alta temperatura.....	24
3.1.2- Subciclo da fonte térmica de baixa temperatura.....	25
3.1.3- Subciclo de dissipação de calor .....	27
3.1.4- Subciclo de arrefecimento por ejeção .....	28
3.2 - Componentes da instalação .....	29
3.2.2- Bomba .....	30

3.2.3-	Permutadores de calor .....	32
3.2.4-	Separador gás-líquido .....	33
3.3 -	Instrumentação e avaliação dos ensaios de medição .....	33
3.3.1-	Caudalímetros de área variável .....	34
3.3.2-	Caudalímetro eletromagnético .....	36
3.3.3-	Termopares .....	37
3.3.4-	RTD.....	40
3.3.5-	Transdutores de pressão .....	41
3.4-	Aquisição de dados .....	42
3.5-	Métodos de cálculo usando o EES .....	44
3.6-	Análise de incertezas .....	47
<b>Capítulo 4</b>	.....	<b>49</b>
Ensaio Preliminares	.....	49
4.1-	Preparação da instalação .....	49
4.2-	Teste de estanquicidade .....	50
4.3-	Carregamento da instalação.....	52
4.4-	Procedimento de arranque da instalação e plano de ensaios .....	54
4.5-	Apresentação e resolução de imprevistos gerais .....	55
4.5.1-	Condensador .....	55
4.5.2-	Caudalímetro .....	56
4.5.3-	Bomba .....	58
4.5.4-	“Chiller” e Aquecedor Elétrico.....	60
<b>Capítulo 5</b>	.....	<b>61</b>
Resultados Experimentais e Discussão	.....	61
5.1-	Efeito da secção de saída do bocal primário .....	62
5.2-	Efeito da posição do Spindle .....	67
5.3-	Influência da posição do spindle no caudal primário .....	72
<b>Capítulo 6</b>	.....	<b>73</b>
Conclusões	.....	73
<b>Referências</b>	.....	<b>77</b>

## Lista de figuras

Figura 2-1: Instalação Frigorífica [1]. .....	5
Figura 2-2: Classificação dos sistemas de refrigeração consoante a fonte de energia utilizada [1]. .....	6
Figura 2-3: Tecnologias de Refrigeração Solar [13]. .....	7
Figura 2-4: Representação esquemática de um sistema solar de arrefecimento por ejeção [14] .....	8
Figura 2-5: Subsistema de refrigeração por ejeção [15]. .....	10
Figura 2-6: Esquema de um ejetor [13]. .....	11
Figura 2-7: Variação da pressão e velocidade do caudal ao longo de um ejetor supersónico típico [3][18] .....	13
Figura 2-8: Modos operacionais de um Ejetor [3]. .....	15
Figura 2-9: Ejetor com spindle integrado [21]. .....	20
Figura 3-1: Esquema da instalação experimental .....	24
Figura 3-2: Fotografia do subciclo da fonte térmica de alta temperatura. ....	25
Figura 3-3: Fotografia do subciclo da fonte térmica de baixa temperatura. ....	26
Figura 3-4: Fotografia do subciclo de dissipação de calor. ....	28
Figura 3-5: Fotografia da instalação experimental (subciclo de arrefecimento por ejeção)...	29
Figura 3-6: Posição do <i>NXP</i> e do <i>Spindle</i> no ejetor. ....	30
Figura 3-7: Fotografia da bomba usada na instalação.....	31
Figura 3-8: Curva característica da bomba; pressão em função do caudal medido.....	31
Figura 3-9: Fotografia dos permutadores de calor usados na instalação. ....	32
Figura 3-10: Fotografia do separador de gás-líquido usado na instalação .....	33
Figura 3-11: Fotografia do caudalímetro para medir o caudal do fluxo misto (saída do ejetor).....	36

Figura 3-12: Colocação dos termopares na instalação experimental.....	37
Figura 3-13: Fotografia do RTD usado na instalação na entrada do fluido refrigerante no gerador.....	41
Figura 3-14: Fotografia do transdutor de pressão e a sua ligação na saída do ejetor.....	42
Figura 3-15: Interface gráfico e painel de controlo elaborado em Labview. ....	43
Figura 3-16: Esquema do procedimento de recolha de dados. ....	44
Figura 4-1: Variação da massa de azoto no sistema em função do tempo .....	51
Figura 4-2: Conjunto de manómetros usado para criação de vácuo no sistema.....	52
Figura 4-3: Instalação para carregamento e vácuo no circuito de refrigeração.....	53
Figura 4-4: Fotografia da posição do condensador final e representação da posição inicial (tracejado). ....	56
Figura 4-5: a) Caudalímetro sem damping; b) caudalímetro com damping. ....	57
Figura 4-6: Água com sabão a reagir à fuga de gás na bomba .....	58
Figura 4-7: Fotografia da bomba com realce do declive dos de entrada e saída. ....	59
Figura 4-8: Água com sabão a reagir à fuga de gás na flange da bomba. ....	59
Figura 5-1: Temperatura e razão de compressão em função da posição do “NXP” - Teste 1. .	62
Figura 5-2: Temperatura e razão de compressão em função da posição do “NXP” - Teste 2. .	64
Figura 5-3: Temperatura e pressão do fluido secundário em função da posição do “NXP” - Teste 3. ....	65
Figura 5-4: Temperatura e pressão do fluido secundário em função da posição do “NXP” - Teste 4. ....	66
Figura 5-5: Razão de compressão e COP em função da posição do <i>Spindle</i> . -Teste 6.....	68
Figura 5-6: Razão de compressão e COP em função da posição do <i>Spindle</i> . -Teste 7.....	69
Figura 5-7: Razão de compressão e COP em função da posição do <i>Spindle</i> . -Teste 8.....	71
Figura 5-8: Influência da posição do spindle no caudal primário para $T_g = 78^{\circ}C$ . ....	72

## Lista de tabelas

Tabela 2-1: Tipos de ejetores para escoamentos de um componente [10]. .....	12
Tabela 2-2: Refrigerantes usados em sistemas de refrigeração por ejeção [3]. .....	18
Tabela 2-3: Propriedades termodinâmicas do R600a. ....	18
Tabela 2-4: Valores de COP para refrigerantes normalmente usados em ERS para determinados valores de temperaturas de operação. ....	19
Tabela 3-1: Especificações características do aquecedor elétrico STM-607-W. ....	24
Tabela 3-2: Especificações características do Julabo F34-HE. ....	26
Tabela 3-3: Valores obtidos para a medição do caudal volúmico do Julabo F34-HE.....	27
Tabela 3-4: Especificações técnicas dos permutadores usados. ....	32
Tabela 3-5: Valor médio das medições de temperatura para cada termopar. ....	38
Tabela 3-6: Valor do erro máximo absoluto das medições de temperatura para cada termopar. ....	38
Tabela 3-7: Valor do desvio padrão amostral $\sigma$ das medições de temperatura calibradas para cada termopar. ....	39
Tabela 3-8: Valor do desvio padrão amostral da média máxima de cada gama de medições de temperatura para cada termopar. ....	39
Tabela 3-9: Valor do erro máximo absoluto das medições de temperatura para cada RTD ....	40
Tabela 5-1: Valores do COP e $r_{pc}$ para as diferentes posições do <i>spindle</i> - Teste 5. ....	67
Tabela 5-2: Valores do COP e $r_{pc}$ para as diferentes posições do <i>spindle</i> - Teste 6. ....	68
Tabela 5-3: Valores do COP e $r_{pc}$ para as diferentes posições do <i>spindle</i> - Teste 7. ....	69
Tabela 5-4: Valores do COP e $r_{pc}$ para as diferentes posições do <i>spindle</i> - Teste 8. ....	70



## Abreviaturas e Símbolos

Símbolo	Descrição	Unidades
$A_{col}$	Área de coletores solares	[m <sup>2</sup> ]
$A_1$	Área de secção do fluido primário a meio do bocal convergente-divergente (ver figura 2-7)	[m <sup>2</sup> ]
$A_4$	Área de secção do caudal de mistura na garganta de área constante (ver figura 2-7)	[m <sup>2</sup> ]
AVAC	Sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado	
CFC	Clorofluorcarboneto	
CFD	Computacional Fluid Dynamics	
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono	
COP	Coefficiente de performance do ciclo de refrigeração	
$c_p$	Calor específico	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{p,g}$	Calor específico da água no gerador	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$c_{p,e}$	Calor específico da água no evaporador	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$d$	Densidade	
EES	Engineering Equation Solver	
ERS	Sistema de Refrigeração por ejeção	
$F_R U_L$	Coefficiente de perdas dos coletores solares	
$F_R(\tau\alpha)_n$	Coefficiente de rendimento ótico dos coletores solares	[W m <sup>-2</sup> k <sup>-1</sup> ]
GWP	Global Warming Potencial	
$i$	Radiação incidente por unidade de área	[W m <sup>-2</sup> ]
IIR	Instituto Internacional de Refrigeração	
$\dot{m}_e$	Caudal mássico de fluido secundário	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{e,a}$	Caudal mássico de água no evaporador	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_g$	Caudal mássico de fluido primário	[kg s <sup>-1</sup> ]

$\dot{m}_{g,a}$	Caudal mássico de água no gerador	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\dot{m}_{out}$	Caudal mássico à saída do ejetor	[kg s <sup>-1</sup> ]
$NXP$	Posição de saída do bocal primário	[mm]
$ODP$	Ozone Depletion Potencial	
$P_c$	Pressão do refrigerante no condensador	[bar]
$P_{cr}$	Pressão crítica do condensador	[bar]
$P_e$	Pressão do refrigerante no evaporador	[bar]
$P_{e,a}$	Pressão da água no evaporador	
$P_g$	Pressão do refrigerante no gerador	[bar]
$P_{g,a}$	Pressão da água no gerador	
$\dot{Q}_a$	Potência calorífica fornecida pelo aquecedor auxiliar	[W]
$\dot{Q}_c$	Potência calorífica dissipada no condensador	[W]
$\dot{Q}_e$	Potência calorífica absorvida pelo refrigerante no evaporador	[W]
$\dot{Q}_{e,a}$	Potência calorífica cedida pela água no evaporador	[W]
$\dot{Q}_g$	Potência calorífica absorvida pelo refrigerante no gerador	[W]
$\dot{Q}_{g,a}$	Potência calorífica cedida pela água no gerador	[W]
$R$	Constante específica do gás	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$sp$	Posição do <i>spindle</i>	[mm]
$T_a$	Temperatura da água após o aquecedor auxiliar	[°C ou K]
$T_{amb}$	Temperatura do meio ambiente	[°C ou K]
$T_c$	Temperatura do refrigerante no condensador	[°C ou K]
$T_{col,e}$	Temperatura da água à entrada do coletor	[°C ou K]
$T_{cr}$	Temperatura crítica do fluido	[°C ou K]
$T_e$	Temperatura do refrigerante no evaporador	[°C ou K]
$T_{e,a}$	Temperatura média da água no evaporador	[°C ou K]
$T_{e,e}$	Temperatura da água na entrada do evaporador	[°C ou K]
$T_{e,s}$	Temperatura da água na saída do evaporador	[°C ou K]
$T_g$	Temperatura do refrigerante no gerador	[°C ou K]
$T_{g,a}$	Temperatura média da água no gerador	[°C ou K]
$T_{g,e}$	Temperatura da água na entrada do gerador	[°C ou K]
$T_{g,s}$	Temperatura da água na saída do gerador	[°C ou K]
$\dot{V}$	Caudal volúmico	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{g,a}$	Caudal volúmico da água no gerador	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{e,a}$	Caudal volúmico da água no evaporador	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]

## Símbolos do alfabeto grego

$\Delta h_e$	Entalpia de vaporização no evaporador	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta h_g$	Entalpia de vaporização no gerador	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\eta_{col}$	Eficiência dos colectores solares	
$\eta_{sg}$	Rendimento do sistema global	
$\eta_{ss}$	Rendimento do subsistema solar	
$r_A$	Razão de áreas	
$r_{cp}$	Razão de compressão	
$r_{pe}$	Razão de expansão	
$\lambda$	Razão de sucção	
$\rho$	Massa específica	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_e$	Massa específica da água no evaporador	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_g$	Massa específica da água no gerador	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\delta COP$	Erro absoluto do COP	
$\delta \dot{m}_{e,a}$	Erro absoluto do caudal mássico de água no evaporador	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\delta \dot{m}_{g,a}$	Erro absoluto do caudal mássico de água no gerador	[kg s <sup>-1</sup> ]
$\delta p$	Erro absoluto do transdutor de pressão	[bar]
$\delta \dot{Q}_{e,a}$	Erro da potência calorífica cedida pela água no evaporador	[W]
$\delta \dot{Q}_{g,a}$	Erro da potência calorífica cedida pela água no gerador	[W]
$\delta RTD$	Erro absoluto da termoresistência	[°C ou K]
$\delta T_i$	Erro absoluto do termopar i	[°C ou K]
$\delta T_{e,a}$	Erro absoluto da temperatura média da água no evaporador	[°C ou K]
$\delta T_{e,g}$	Erro absoluto da temperatura média da água no gerador	[°C ou K]
$\delta \dot{V}$	Erro absoluto do caudal volúmico	[m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup> ]



# Capítulo 1

## Introdução

Por volta do início do século XIX com o aumento da indústria e exigências domésticas o gelo natural começou a ganhar um papel fundamental a nível global. Nomeadamente na conservação e transporte de alimentos perecíveis, produção e armazenamento de bebidas, manteigas e cremes gelados, melhorando assim a vida quotidiana das grandes cidades. Em 1880 a procura de gelo atingiu níveis tão elevados que o abastecimento anual de cerca de 2 milhões de toneladas transportadas no rio Hudson não foram suficientes para uma cidade como Nova Iorque, forçando os EUA a importar gelo do Canadá e Noruega. Pela mesma altura a França importava da Escandinávia 10 milhões de toneladas de gelo para abastecer apenas a cidade de Paris [1] [2]. Atualmente a refrigeração é reconhecida como indispensável para a melhoria das condições de vida. O armazenamento de comida e o fornecimento de conforto térmico são duas das várias aplicações que fortemente promovem o desenvolvimento da tecnologia de refrigeração, e consequentemente os sectores industriais e de saúde [3]. Os ciclos de refrigeração por compressão de vapor representam 95% das instalações frigoríficas existentes [1] e uma vez que são acionados eletricamente, contribuem indiretamente para o consumo de combustíveis fósseis e consequentemente, vão geralmente de encontro ao conceito de desenvolvimento sustentável. Em 2006 o diretor do Instituto internacional de refrigeração (IRR) em Paris referiu que aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida no mundo é aplicada em processos de refrigeração e ar-condicionado de vários tipos [4].

O Instituto internacional de refrigeração prevê também um crescimento estimado de 6.1% por ano até 2016 na procura de sistemas AVAC a nível mundial [5] e estima que atualmente cerca de 70% do consumo de energia total dos centros de dados, uma indústria com crescimento anual de 12%, é usada para arrefecimento [6].

Para além disso, há fortes indícios que a tecnologia de refrigeração irá tomar um papel importante na implementação de várias fontes energéticas no futuro, como por exemplo: a liquidação do gás natural e hidrogénio e a fusão termonuclear [4].

Conclui-se portanto que o constante aumento da necessidade de refrigeração e arrefecimento é uma das questões fundamentais no panorama do consumo de energia a nível mundial e alternativas mais sustentáveis deverão ser estudadas.

Uma das formas de tornar a refrigeração independente da eletricidade é o recurso à energia solar. Não só representa uma boa fonte de energia térmica como também é relativamente abundante e em muitos casos poderá ser vantajoso. Isto poderá ser o caso, por exemplo, das necessidades de ar condicionado, que estão diretamente relacionadas com o tempo de energia solar disponível [7]. Outra situação significativa são as centrais de produção combinada de calor e eletricidade (cogeração) durante o verão - quando as cargas de calor para aquecimento são praticamente nulas. Converter este calor desperdiçado em capacidade de arrefecimento, reduz a quantidade de eletricidade comprada à rede, necessária para a compressão convencional de vapor dos ciclos de refrigeração [8]. Logo, o uso do calor desperdiçado em sistemas de refrigeração promove a redução dos problemas relacionados com o ambiente, particularmente a redução da emissão de  $CO_2$  da combustão de combustíveis fósseis nas caldeiras das centrais termoelétricas. Estes sistemas, que serão brevemente descritos no próximo capítulo, são classificados como sistemas de refrigeração acionados termicamente. No ciclo de refrigeração por ejeção o ejetor substitui o compressor dos sistemas de compressão de vapor, alterando-o para sistema térmico; sendo portanto o ejetor o componente chave destes sistemas.

## 1.1- Sistemas de refrigeração por ejeção

A refrigeração por ejeção em relação a outros sistemas térmicos apresenta várias vantagens como a simplicidade mecânica, a fiabilidade elevada, a habilidade para trabalhar com fluidos “amigos do ambiente”, custos de investimento, manutenção e instalação relativamente baixos [3] [7] [9] e [10]. Contudo, por outro lado, apresenta também algumas desvantagens. O fluido de trabalho num ciclo de ejeção tem que passar por temperaturas extremas muito diferentes, desde a receção da carga térmica no gerador à libertação de calor no evaporador. A água é considerada o fluido mais seguro e barato pelo que foi extensivamente estudada como tal, contudo atualmente não é tão comum, uma parte devido às propriedades termodinâmicas da água (volume específico elevado no condensador, baixa pressão no evaporador) [7]. No ciclo de refrigeração por ejeção o fluido líquido ao sair do condensador é em parte bombeado para o gerador.

Para alguns fluidos de trabalho a bomba de alimentação deve ser capaz de fornecer caudal a elevadas pressões, aliado ao facto de a bomba ser propícia a cavitação. Estes fatores têm que ser tidos em conta ao selecionar o fluido uma vez que a potência consumida na bomba poder ser relativamente elevada se a eficiência for baixa [7].

Mesmo que o sistema de refrigeração por ejeção (ERS) seja uma alternativa viável aos tradicionais sistemas de refrigeração por compressão de vapor, os atuais ERS apresentam eficiência baixa [11]. Como resultado, os sistemas de refrigeração por compressão de vapor dominam o mercado. De modo a tornar os ERS comercialmente disponíveis, isto é, preço e performance competitivas, futura investigação é necessária de forma a aumentar a eficiência e reduzir os custos de produção a um nível adequado para um mercado baseado no consumidor. Adicionalmente, os benefícios do ERS devem ser comparados com o de refrigeração por absorção, outro tipo de sistema de refrigeração térmico, que se desenvolveu para um produto disponível no mercado nos anos recentes [9] [11]. Contudo os custos relativos à construção, instalação e manutenção dos sistemas de refrigeração por absorção são elevados [12]. Logo o coeficiente de performance (COP) do sistema de refrigeração por ejeção tem que ser melhorado de tal forma que, pelo menos, possa competir com o sistema de refrigeração por absorção. Para tal estudos de investigação têm sido realizados com foco no melhoramento do COP dos sistemas com ejetor e até mesmo na combinação do ERS com outros sistemas de refrigeração de forma a melhorar a performance global do mesmo [3]. Estudos recentes também têm mostrado que a performance do ERS depende maioritariamente da geometria e desenho do ejetor e que a geometria ótima do ejetor é afetada pelas temperaturas de operação [3][12]. Pelo que o uso de ejetores de geometria variável é importante para atingir uma performance do sistema ótima. Num contexto anual, em que ao longo dos meses de calor a radiação solar assim como a necessidade de arrefecimento variam bastante, a implementação de ejetores de geometria variável nos ERS parece enquadrar-se perfeitamente.

No presente trabalho vários testes experimentais foram realizados sobre um sistema de refrigeração com um ejetor de geometria variável, de forma a analisar o efeito da geometria do ejetor na performance do sistema. É portanto neste panorama que se enquadra a presente dissertação; um contributo para o desenvolvimento da tecnologia de refrigeração solar através de uma análise experimental de um sistema de arrefecimento com ejetor de geometria variável.

## 1.2- Motivação

A motivação para a realização da presente dissertação pode ser identificada por várias naturezas distintas.

Uma movida pela minha curiosidade no tema da dissertação. A um nível geral no recurso à energia solar como fonte de energia principal para o sistema a estudar, que a meu entender será provavelmente a fonte energética com mais potencial para um futuro tanto a curto como longo prazo no panorama energético-tecnológico mundial. A um nível mais concreto, em compreender de que forma a implementação de novas tecnologias energeticamente sustentáveis se poderão aplicar na tecnologia de refrigeração. Nomeadamente o uso de um ejetor de tecnologia inovadora, componente chave do ciclo de refrigeração térmico a estudar. A oportunidade do contacto com o trabalho experimental, que de certa forma acaba por ser sempre insuficiente ao longo de um plano académico fortemente teórico.

Outra parte da motivação para a realização do presente projeto está relacionada com a possibilidade de contribuir, mesmo que a um nível pequeno, para o corpo de trabalho que existe em volta da tecnologia de refrigeração solar com ejetor de geometria variável.

## 1.3- Organização do presente relatório

A presente dissertação está estruturada em seis capítulos, o primeiro sendo a presente introdução ao trabalho desenvolvido.

O segundo capítulo é composto por uma introdução mais extensa ao tema da refrigeração por ejeção, nomeadamente a descrição de conceitos teóricos fundamentais e denominação dos componentes, para uma melhor compreensão dos mecanismos envolventes ao sistema a analisar.

O terceiro capítulo descreve a instalação experimental; nomeadamente as especificações mais relevantes dos seus componentes, os instrumentos de medição e o sistema de aquisição de dados.

O quarto capítulo descreve o procedimento experimental realizado para a análise do desempenho do ejetor, desde a preparação da instalação até à obtenção dos resultados, referindo algumas dificuldades encontradas e respetivos métodos de resolução para as mesmas.

No quinto capítulo os resultados obtidos nos ensaios ao sistema são apresentados seguidos de uma análise e discussão crítica dos mesmos.

O último capítulo contém as conclusões gerais do trabalho desenvolvido.

# Capítulo 2

## Fundamentos Teóricos

### 2.1 - Conceitos básicos: sistemas de refrigeração

Uma das principais áreas da aplicação da termodinâmica é a refrigeração, cujo objetivo consiste em produzir e manter num corpo ou espaço uma temperatura inferior à do meio ambiente. Contudo, como se sabe da 2ª lei da termodinâmica o enunciado de Clausius afirma [1]:

“É impossível construir um dispositivo a operar continuamente, cujo único efeito sobre o exterior seja o da transferência de calor de um corpo a uma dada temperatura para outro a uma temperatura superior”.

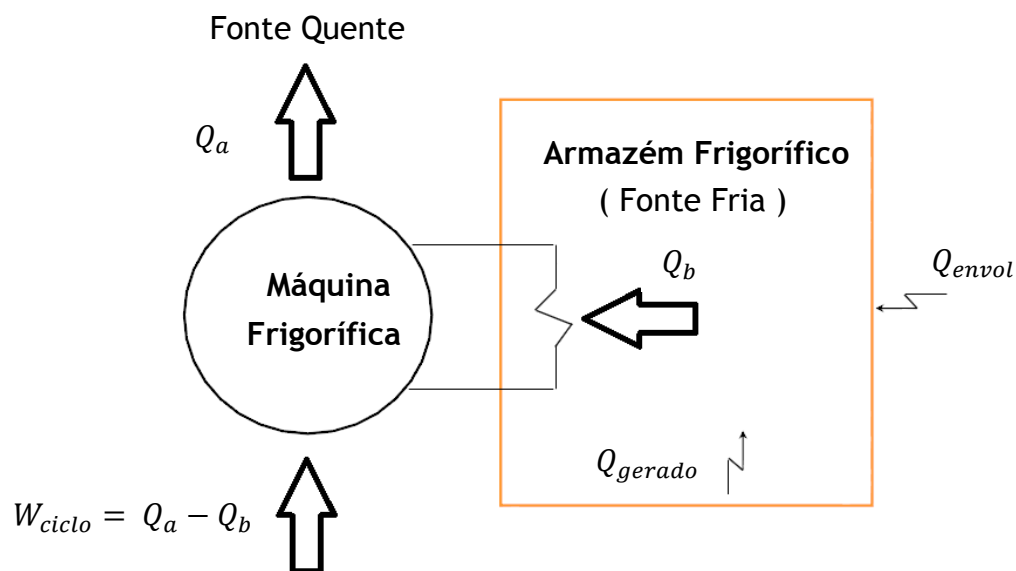


Figura 2-1: Instalação Frigorífica [1].

Portanto, de forma a tornar a refrigeração um processo possível, é necessário fornecer ao ciclo trabalho líquido do exterior, como representado na figura 2.1. Os sistemas de refrigeração podem ser classificados consoante a energia utilizada para fornecer este trabalho, como se pode observar na figura 2.2.

O princípio de funcionamento dos sistemas de refrigeração, com a exceção dos termoelétricos, baseia-se em baixar a pressão e temperatura do fluido refrigerante de forma a se realizar a pretendida transferência de calor entre o espaço que se deseja arrefecer.

A principal diferença entre os mesmos reflete-se na forma de fornecer energia ao sistema que se traduz maioritariamente em alternativas de como comprimir o fluido entre o evaporador e o condensador.

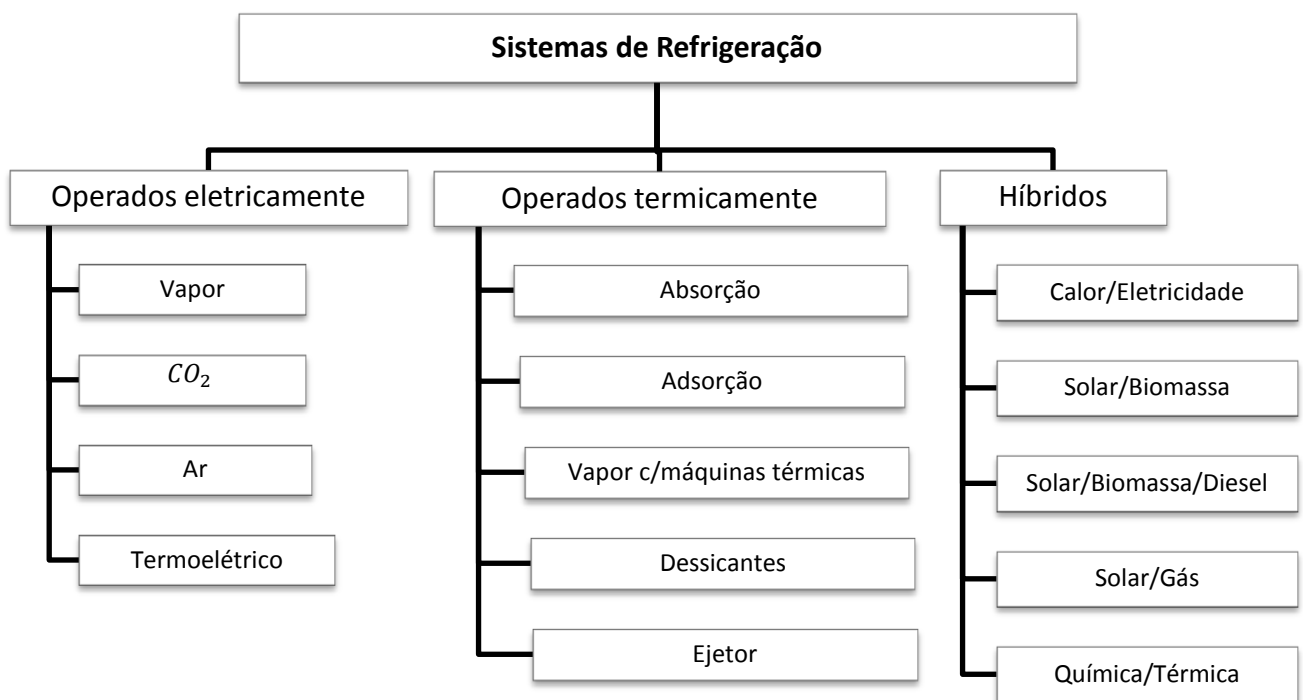


Figura 2-2: Classificação dos sistemas de refrigeração consoante a fonte de energia utilizada [1].

No contexto atual tecnológico e energético, a energia solar como fonte principal de energia de acionamento dos sistemas de refrigeração merece especial destaque. A energia solar pode ser captada com painéis fotovoltaicos ou painéis térmicos possibilitando o seu uso em ambos os sistemas de refrigeração operados elétrica e termicamente. A escolha do tipo apropriado de sistema de refrigeração solar vai depender da forma da energia de entrada (calor, eletricidade) pretendida e da necessidade de refrigeração.

Na figura 2.3 está representado de uma forma esquemática a organização de ciclos de refrigeração solar, desde o tipo de captação solar até às temperaturas de aplicação respetivas.

Os sistemas de refrigeração solar são classificados em dois grupos principais: sistemas operados termicamente e os operados eletricamente. Contudo uma vez que o preço da energia elétrica gerada com painéis fotovoltaicos é ainda mais elevado que a eletricidade gerada de forma convencional, as tecnologias baseadas em ciclos de refrigeração operados termicamente têm sido desenvolvidas de forma mais intensa que os operados eletricamente [13].

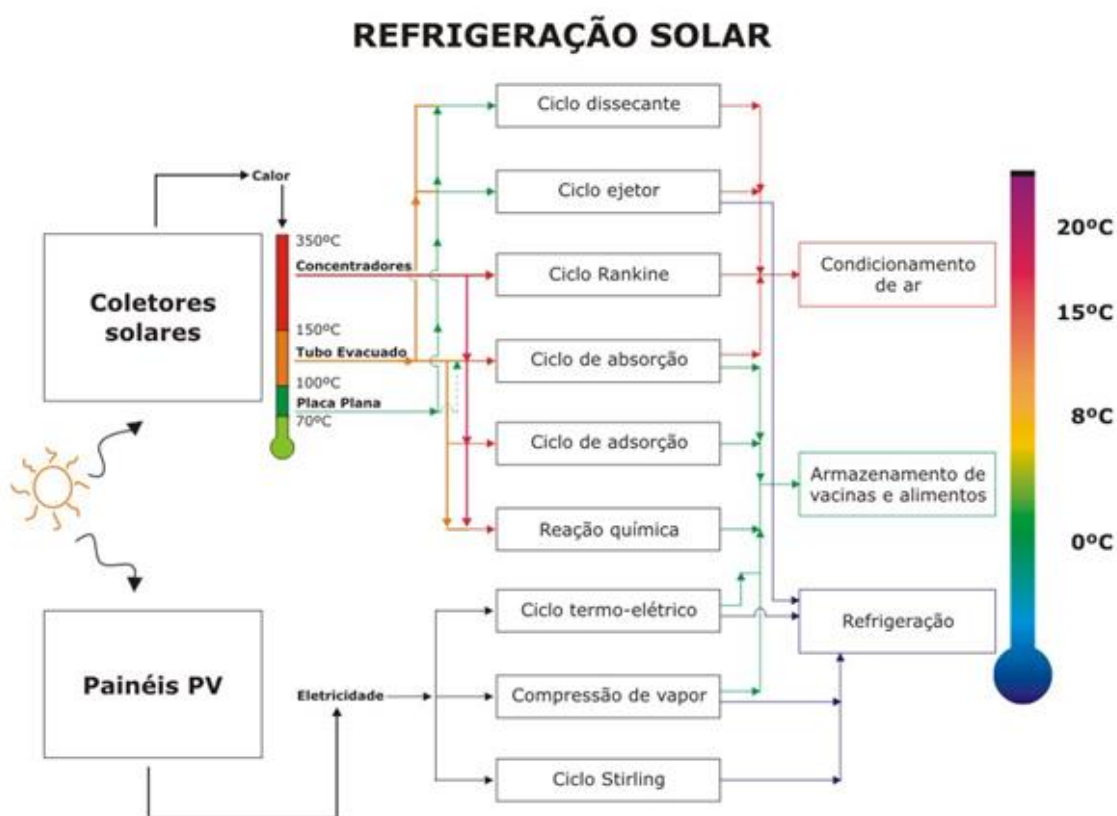


Figura 2-3: Tecnologias de Refrigeração Solar [13]

Entre os sistemas operados termicamente, vários tipos de coletores solares térmicos são usados consoante os níveis de energia de trabalho pretendidos. Como representado na figura 2.3 o ciclo com ejetor, que é o estudado na presente dissertação, pode funcionar com energia solar captada em termo coletores planos (~85°C) ou tubos evacuados (~125°C), produzindo efeito frigorífico numa gama aplicável a sistemas de ar-condicionado (~15°C) ou até mesmo refrigeração (~0°C).

## 2.2 - Sistemas de refrigeração solar utilizando um ejetor

Os sistemas de refrigeração com ejetor são semelhantes aos de compressão de vapor, a diferença reside no modo como se processa a compressão do refrigerante. Desta forma o compressor mecânico, dispositivo acionado eletricamente nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, é substituído por um ejetor - alterando o tipo de energia de acionamento do sistema de refrigeração para a energia térmica (ver figura 2.2). A figura 2.4 representa o modelo completo duma instalação de refrigeração solar, que pode portanto ser dividido em dois subsistemas: o subsistema de captação solar (a) e o subsistema de refrigeração (b). Uma vez que o ejetor requer uma entrada de vapor sobreaquecido, o calor necessário pode ser fornecido usando um permutador (Gerador), promovendo a transferência de calor com um outro fluido, subsistema (a), de temperaturas mais elevadas. A energia solar térmica pode ser usada para aquecer este segundo fluido, resultando assim os sistemas de refrigeração solar por ejeção.

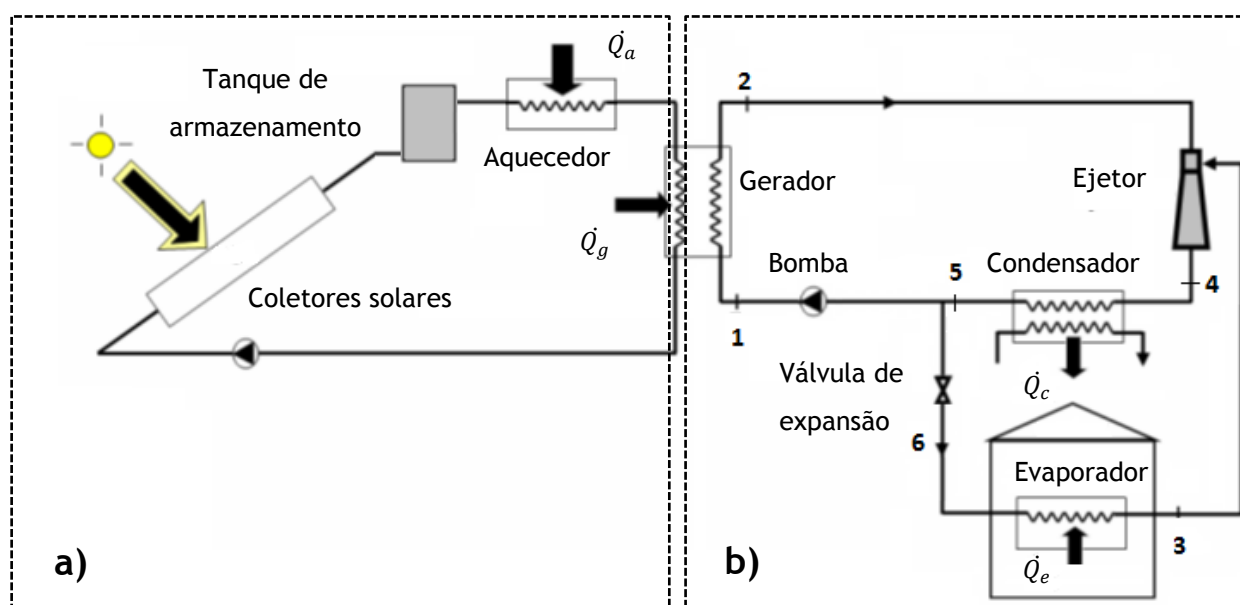


Figura 2-4: Representação esquemática de um sistema solar de arrefecimento por ejeção [14]

a) - Subsistema Solar; b) - Subsistema de refrigeração

Na figura 2.4 encontra-se também uma representação esquemática dos componentes fundamentais deste modelo, os quais serão abordados com detalhe nas secções seguintes correspondentes a cada subsistema.

### 2.2.1- Subsistema solar

O subsistema solar, representado na figura 2.4 a), é composto por coletores solares, bomba de circulação e um tanque de armazenamento. Um aquecedor auxiliar pode ser também instalado para *backup*, caso hajam falhas na captação e distribuição da energia principal. Os coletores solares térmicos são usados como fonte de energia principal do sistema global, possibilitando o fornecimento de energia térmica ao subsistema de refrigeração com as condições (temperatura e potência) requeridas. Esta transferência de calor é realizada através do gerador do ciclo, o qual faz a interligação entre o subsistema solar e o subsistema de refrigeração.

A eficiência dos coletores solares é definida como a razão entre o calor útil ganho ao longo de qualquer período de tempo e a incidência solar ao longo do mesmo período. A eficiência energética instantânea do coletor solar pode ser expresso na forma da média do coeficiente de Bliss  $F_R(\tau\alpha)_n$  e do coeficiente de perda de calor  $F_R U_L$  pela equação seguinte [15] [16]:

$$\eta_{col} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \left( \frac{T_{col,e} - T_{amb}}{I} \right) \quad (1)$$

em que  $T_{col,e}$  é a temperatura da água à entrada do coletor e  $I$  a radiação incidente por unidade de área.

Conhecido o valor da eficiência dos coletores solares e considerando um rendimento do equipamento auxiliar de 100%, é possível definir o rendimento instantâneo do subsistema solar ( $\eta_{ss}$ ) [16] [17]:

$$\eta_{ss} = \frac{\eta_{col} \dot{I} A_{col} + \dot{Q}_a}{\dot{I} A_{col} + \dot{Q}_a} = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{I} A_{col} + \dot{Q}_a} \quad (2)$$

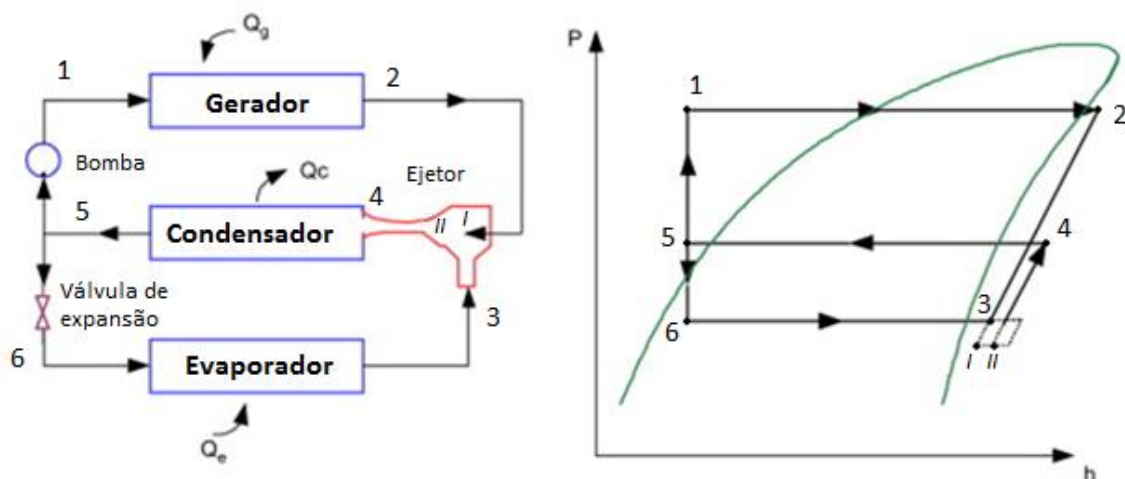
### 2.2.2- Subsistema de refrigeração

O modelo do subsistema de refrigeração por ejeção é baseado nos estados termodinâmicos de acordo com a figura 2.5.a, que descreve o processo subcrítico num diagrama pressão-entalpia (p-h).

Num ciclo ideal, representado na figura 2.5.b, uma fração do líquido que vem do condensador é isentropicamente bombeada para uma pressão mais elevada antes de entrar no gerador (processo 5-1). Uma fonte de energia de baixo grau, neste caso a solar, pode ser usada para isobaricamente aquecer o fluido refrigerante no gerador ( $\dot{Q}_g$ ), onde este é totalmente vaporizado (processo 1-2). O caudal de vapor sobreaquecido resultante é depois introduzido

no ejetor como fluido primário onde acelera através dum bocal convergente-divergente adquirindo uma elevada energia cinética.

A velocidade à saída do bocal é tipicamente supersónica. Esta expansão isentrópica cria uma zona de baixa pressão na câmara de mistura (processo a tracejado 2-I). O sistema é projetado para que a pressão na câmara de mistura seja inferior à pressão no evaporador. Desta forma um caudal na saída do evaporador é arrastado por sucção para a camara de mistura do ejetor como fluido secundário.



b) Representação esquemática do sistema

a) Ciclo termodinâmico P-h

Figura 2-5: Subsistema de refrigeração por ejeção [15].

Dependendo da geometria específica do ejetor, o processo de mistura é normalmente assumido ocorrer a pressão constante (processo tracejado I-II). O jato de vapor sai do ejetor no estado 4 de pressão superior à do evaporador, conseguindo-se assim o efeito de compressão desejado. O vapor misturado do ejetor (4) segue depois para o condensador, onde é condensado a pressão constante libertando calor ( $\dot{Q}_c$ ) para o ambiente e atingindo o estado líquido saturado (5). Após o condensador, uma parte do fluido é de novo introduzida no gerador através de uma bomba que aumenta a sua pressão (processo 5-1). A pressão do restante líquido é isentalpicamente reduzida através da válvula de expansão antes de este entrar no evaporador, onde calor é isobaricamente absorvido de forma a criar o efeito frigorífico desejado ( $\dot{Q}_e$ ), processo (6-3). As condições de operação do gerador, evaporador e condensador dum ciclo de refrigeração com ejetor são definidos pela fonte de calor, propósito de refrigeração e clima local respetivamente.

Para efeitos de cálculo do coeficiente de performance do sistema de refrigeração pode-se considerar a energia consumida pela bomba desprezável, uma vez que é tipicamente inferior a 1% do calor fornecido ao gerador [10]. Sendo o COP a razão entre o efeito frigorífico no evaporador e o calor fornecido ao gerador, é dado pela equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (3)$$

O desempenho do sistema global ejetor coletor depende da eficiência do subsistema solar e do ciclo de refrigeração. Após análise dos subsistemas solar e de refrigeração, é possível definir a eficiência global do sistema de refrigeração. Considerando o rendimento do aquecedor auxiliar 100% e desprezando o trabalho da bomba, a eficiência global instantânea ( $\eta_{sg}$ ) do sistema é dada por [17] [16]:

$$\eta_{sg} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{I}A_{col} + \dot{Q}_a} \quad (4)$$

É possível reescrever da seguinte forma [17] [16]:

$$\eta_{sg} = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{I}A_{col} + \dot{Q}_a} \times \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \eta_{ss} \times COP \quad (5)$$

### 2.3 - Funcionamento de um ejetor

O ejetor é um dispositivo que faz recurso de um fluido primário de elevada temperatura e pressão para comprimir um fluido secundário de baixa pressão e temperatura.

Na Figura 2.6 é mostrada a secção de um ejetor, que é geralmente dividida em quatro partes descritas. A secção do bocal que inclui o bocal primário convergente-divergente e uma entrada de sucção para o fluido secundário.

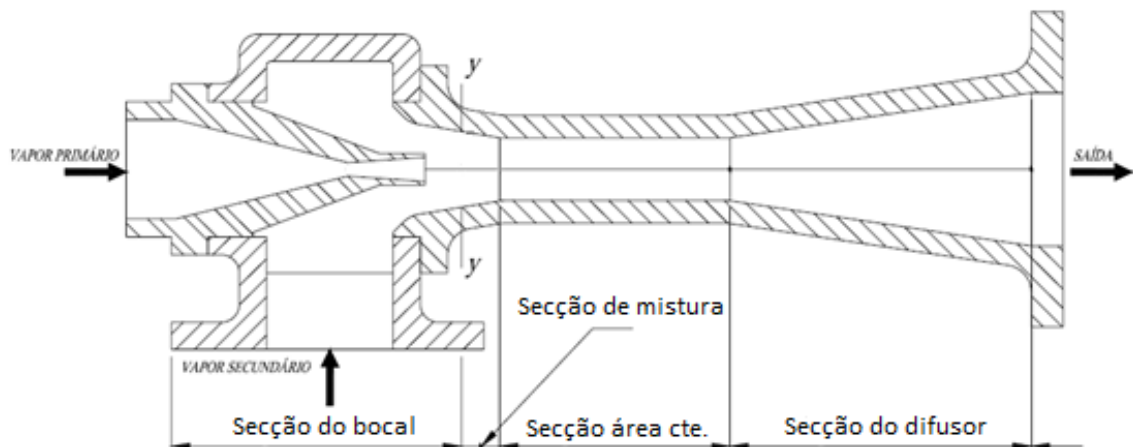


Figura 2-6: Esquema de um ejetor [13].

A câmara de mistura onde os dois jatos, primário e secundário, se misturam; o vapor primário de alta velocidade ao sair do bocal convergente-divergente cria uma região de baixa pressão nesta região, fazendo com que o fluxo do vapor secundário entre no ejetor. A mistura ocorre após a pressão do jato primário e secundário da mistura atingir um equilíbrio. A secção de área constante (garganta do difusor) onde a mistura se torna subsónica devido a ondas de choques oblíquas. Por fim, o difusor subsónico onde o refrigerante desacelera e a sua pressão aumenta até à pressão no condensador. Assim, uma parte da energia motriz do fluido primário é transformada em trabalho de compressão permitindo a substituição do compressor elétrico no ciclo de refrigeração a vapor convencional.

No caso em que o escoamento no ejetor é de apenas uma substância, a maioria dos ejetores podem ser classificados de acordo com a fase em que se encontram o fluxo primário e secundário, como representado na Tabela 2.1. Por exemplo, o ejetor condensador foi inventado com o intuito de substituir uma bomba mecânica na alimentação de água líquida para o reservatório das máquinas a vapor [10].

Os tipos de ejetor são seleccionados dependentemente da sua aplicação final. Para os sistemas de refrigeração solar, o ejetor de vapor é a escolha adequada uma vez que ambos os fluxos se deverão encontrar no estado de vapor sobreaquecido ao entrar no ejetor.

Tabela 2-1: Tipos de ejetores para escoamentos de um componente [10].

Tipo	Fluido primário	Fluido secundário	Fluido saída	Comentários
Ejetor de vapor	Vapor	Vapor	Vapor	Pode ocorrer escoamento bifásico, ondas de choque possíveis
Ejetor de líquido	Líquido	Líquido	Líquido	Escoamento monofásico sem ondas de choque
Ejetor condensador	Vapor	Líquido	Líquido	Escoamento bifásico com condensação do fluido primário, ondas de choque fortes
Ejetor bifásico	Líquido	Vapor	Bifásico	Escoamento bifásico, ondas de choque possíveis

A figura 2.7 esquematiza uma idealização das variações de pressão e velocidade do fluido primário (vermelho) e secundário (azul) em função da posição interior no ejetor, seguida de uma descrição sumariada dos processos envolvidos.

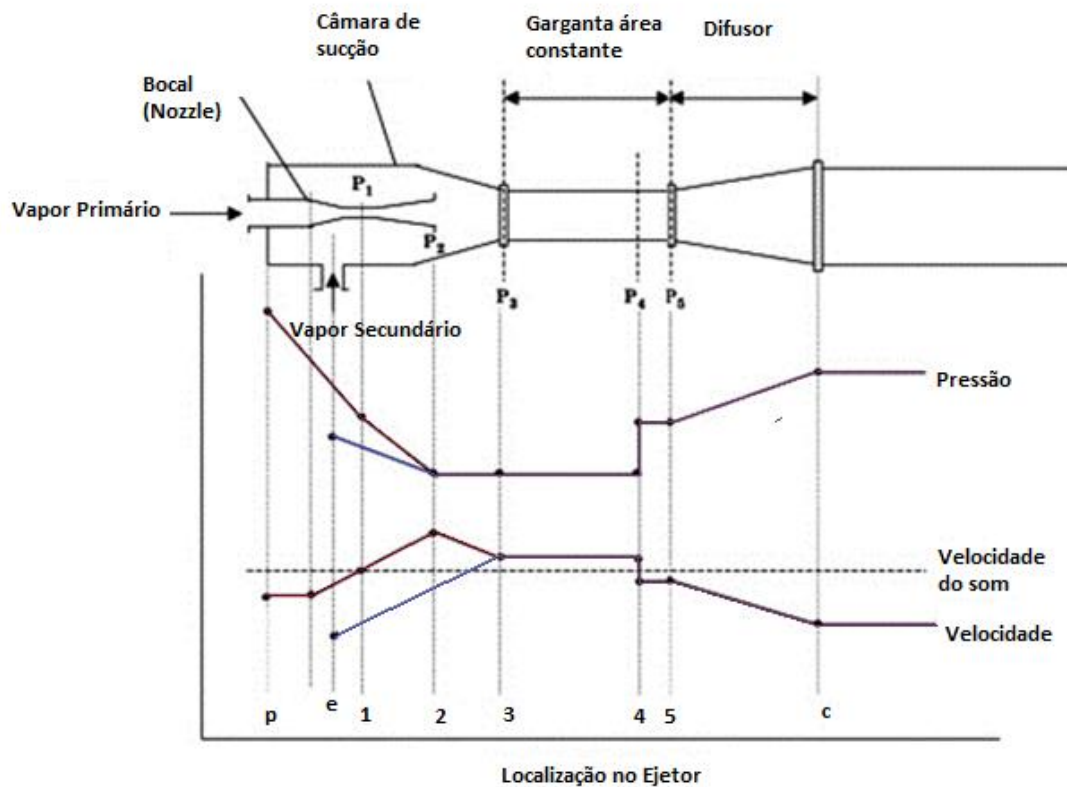


Figura 2-7: Variação da pressão e velocidade do caudal ao longo de um ejetor supersônico típico [3][18]

- O fluido primário entra no ejetor com pressão  $p$ , e velocidade subsónica;
- O fluido primário expande e acelera através do convergente do bocal primário onde atinge velocidade sónica (Mach=1) na garganta do bocal (1);
- O aumento da área de secção na parte divergente do bocal resulta numa diminuição da pressão e um aumento consequente da velocidade do fluido primário para condições supersónicas;
- Tal resulta numa região de baixa pressão no plano de saída do bocal (2) e portanto, também na câmara de mistura. A pressão do jato primário torna-se menor que a pressão do evaporador do ciclo;
- O caudal primário de alta velocidade e baixa pressão arrasta o fluido secundário para a câmara de mistura. O caudal secundário entra no ejetor no ponto (e), a sua velocidade aumenta e a pressão diminui até atingir o ponto (3);
- Os jatos primário e secundário vão-se misturar na câmara de sucção após o fluido secundário atingir Mach=1 (*choked*).
- A mistura sofre uma onda de choque transversal dentro da área de secção de corte constante (4). Devido à resistência da contrapressão do condensador, o choque está associado a um aumento de pressão repentino da mistura e uma redução da velocidade da mistura para condições subsónicas.
- Posterior compressão do fluido é ainda obtida uma vez que o caudal resultante atravessa a secção subsónica do difusor, onde parte da energia cinética da mistura é

convertida em pressão estática. A pressão do fluido emergente é ligeiramente maior que a pressão do condensador, ponto (c).

Para aplicações de refrigeração, os parâmetros mais importantes do ejetor são a razão de sucção, de expansão e de compressão [3]. A razão de expansão é definida como a razão entre a pressão primária e a secundária, correspondendo à do gerador e evaporador respetivamente.

$$r_{pe} = \frac{p_g}{p_e} \quad (6)$$

A razão de compressão (*pressure lift ratio*) dá a relação entre a pressão comprimida e a secundária, correspondendo à do condensador e evaporador respetivamente.

$$r_{pc} = \frac{p_c}{p_e} \quad (7)$$

A razão de sucção ( $\lambda$ ) é a razão entre o caudal mássico secundário ( $\dot{m}_e$ ) e o primário ( $\dot{m}_g$ ) [16]:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (8)$$

Para uma potência frigorífica constante, um valor elevado da razão de sucção representa um caudal de fluido primário relativamente baixo, que resulta em menor energia necessária a ser fornecida ao gerador. A razão de compressão limita a temperatura à qual o calor pode ser rejeitado e a razão de sucção está relacionada com o coeficiente de performance (COP) do ciclo de refrigeração através da seguinte equação [19]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (9)$$

Logo, é possível concluir que um ejetor operando nas condições de maior razão de sucção e mantendo a maior pressão de saída possível, será o ejetor ideal. Desta forma é fundamental uma análise detalhada dos fatores que influenciam a razão de sucção, que podem ser divididos em três categorias: Condições operativas do ciclo de refrigeração, fluido refrigerante e dimensões do ejetor.

### 2.3.1- Condições operativas

O desempenho do ciclo depende da eficiência do ejetor, que é fortemente afetada pelas variáveis de operação: temperatura e pressão do condensador ( $T_c, P_c$ ), do gerador ( $T_g, P_g$ ) e do evaporador ( $T_e, P_e$ ) [3]. Por exemplo, está demonstrado que um aumento das temperaturas do gerador e evaporador corresponde a um aumento do COP. Por outro lado, o valor do COP diminui com o aumento da temperatura do condensador [20] [16].

De notar que para cada aplicação específica e capacidade do equipamento disponível corresponde um conjunto de valores de cada uma das variáveis de operação. Por exemplo, para propósitos de ar condicionado as temperaturas de evaporação podem situar-se entre 5 a 15°C e entre -8 a -15°C para propósitos de refrigeração. A temperatura de condensação depende da temperatura ambiente, do equipamento usado para rejeitar o calor e do tipo de fluido de trabalho (água ou ar). A temperatura do gerador é especialmente importante uma vez que não afeta apenas o coeficiente de desempenho do ciclo de refrigeração, COP, mas também a eficiência do coletor solar. Um aumento da temperatura do gerador corresponde a um aumento do COP mas diminui a eficiência do coletor [13].

A figura 2.8 descreve a curva típica de performance do sistema para uma específica temperatura e pressão do gerador e evaporador em função da pressão no condensador. Vários trabalhos bibliográficos, e.g. [3] e [8], referem três regiões nesta curva, correspondendo a diferentes modos de operação do ejetor.

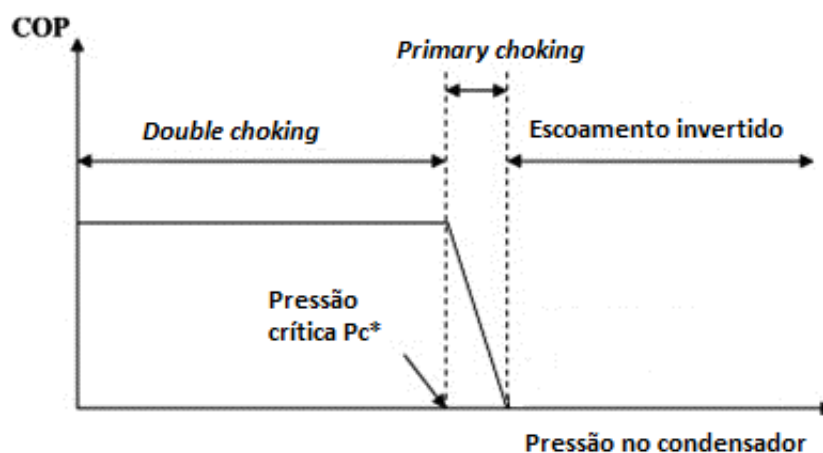


Figura 2-8: Modos operacionais de um Ejetor [3].

Estas três regiões podem ser definidas como três regimes de escoamentos na câmara de mistura: “*double choking*”, “*primary choking*” e invertido. Para pressões do condensador inferiores ao valor crítico,  $P_c$ , o caudal secundário que entra no ejetor é constante.

Este fenómeno é considerado ocorrer devido ao fluxo atingir Mach 1 (*choked*) na câmara de mistura do ejetor [8]. Tal causa a capacidade de arrefecimento e o COP permanecerem também constantes. Quando o ejetor trabalha nestas condições a onda de choque transversal responsável pelo efeito de compressão acontece na garganta (secção de área constante) ou na secção do difusor (ver figura 2.7). A localização da onda de choque depende da contrapressão do condensador [8]. Um aumento ou diminuição da pressão do condensador resulta no movimento da onda de choque em direção à secção de mistura ou difusor subsónico, respetivamente.

Quando a pressão do condensador é mais elevada que a pressão crítica, a onda de choque transversal tende a mover-se para a câmara de mistura e interfere com a mistura do fluxo primário com o secundário. O fluxo secundário deixa de ser acelerado até Mach=1, logo, o caudal secundário varia e a razão de sucção começa a cair rapidamente [8]. Se a pressão do condensador aumenta ainda mais, o caudal inverte o seu sentido para o evaporador e o ejetor perde a sua funcionalidade completamente.

Para pressões do condensador abaixo do valor crítico, a câmara de mistura está sempre “*choked*”. O caudal do fluxo secundário é independente da pressão do condensador (a jusante) e poderá apenas subir com um aumento da pressão do evaporador (a montante). A pressão crítica do condensador é dependente do momento e pressão do fluxo da mistura [8]. Logo, para aumentar a pressão crítica do condensador, as pressões no gerador ou evaporador devem ser aumentadas.

Uma diminuição na pressão do gerador causa uma redução no caudal mássico do fluido primário e uma vez que a área de secção na câmara de mistura é fixa, resulta também num aumento do caudal secundário. Isto causa um aumento na capacidade de arrefecimento e no COP, contudo o momento do fluxo da mistura diminui. Logo, a pressão crítica do condensador também diminui. Por outro lado, um aumento da pressão do evaporador, irá aumentar a pressão crítica do condensador. Isto também aumenta o caudal mássico através da câmara de mistura o que resulta num aumento na capacidade de arrefecimento e COP. Por outro lado, apesar do aumento da temperatura do evaporador resultar num aumento na razão de sucção, também resulta numa diminuição da capacidade de arrefecimento. Desta forma conclui-se que, de acordo com as características de performance, é aconselhável operar o ejetor a pressões críticas do condensador [8].

### **2.3.2- Fluido de trabalho**

A escolha do fluido de trabalho apropriado é uma parte fundamental no projeto de um sistema de refrigeração por ejeção. De forma a alcançar a melhor performance possível do sistema de refrigeração, os seguintes requisitos deverão ser tidos em conta aquando da escolha do fluido de trabalho [3].

#### **Propriedades termo-físicas**

- O fluido deve ter um elevado calor latente de vaporização de modo a minimizar o caudal de circulação necessário por unidade de capacidade de arrefecimento;
- A pressão do fluido à temperatura do gerador não deverá ser demasiado alta de modo a evitar uma construção pesada dos equipamentos e para minimizar a potência necessária da bomba, nem demasiado pequena por causa de fuga de “vácuo”;
- Propriedades de transporte que influenciam a transferência de calor, por exemplo, a viscosidade e a condutibilidade térmica deverão ser favoráveis;
- Fluido de trabalho de massa molecular menor necessita, comparativamente, de maiores ejetores para a mesma capacidade do sistema. A dificuldade associada na construção de componentes do ejetor de pequenas dimensões deverá ser tida em conta. Contudo, fluidos de massa molecular maior levam a um aumento da razão de sucção e da eficiência do ejetor.

#### **Impacto ambiental**

- O fluido de trabalho deverá ser ambientalmente amigável, com relativamente baixos índices de degradação da camada de ozono (“Ozone Depletion Potencial” - ODP) e de efeito de aquecimento global (“Global Warming Potential” - GWP).

#### **Segurança**

- O fluido de trabalho deverá ser quimicamente estável, não-tóxico, não-explosivo e não-corrosivo.

#### **Economia e disponibilidade**

- O fluido de trabalho deverá ser de baixo custo e de fácil acesso no mercado.

A crise da camada do Ozono e o consequente protocolo de Montreal em 1987 levou a maioria dos governos a proibir refrigerantes destruidores de Ozono, pelo que novos refrigerantes como os hidrocarbonetos halogenados (R134a, R152a, R245fa, etc.), compostos de hidrocarbonetos (R290, R600, R600a), dióxido de carbono (R744) e amónia têm sido estudados [3]. A tabela 2-2 apresenta uma lista de fluidos refrigerantes normalmente considerados para sistemas de refrigeração com ejetor.

Tabela 2-2: Refrigerantes usados em sistemas de refrigeração por ejeção [3].

Tipo de refrigerante	Ponto de ebulição a 1 atm (°C)	Massa molecular (kg/kmol)	Calor latente a 0 °C (kJ/Kg)	Global warming potential (GWP)	Ozone depletion potential (ODP)
R123	27.9	152.39	176.8	0.02	0.016
R134a	-26.1	102.03	190.9	0.26	0.020
R141b	32.1	116.9	129.4	1.2	0
R142b	-9.2	100.5	215	0.36	0.06
R152a	-24.0	66.05	324.2	2.8	0
R245fa	59.5	134	196.7	950	0
R290	-42.1	44.1	357.2	3	0
R600	-0.5	58.12	385.6	20	0
R600a	-0.5	58.12	374.3	<10	0.043
R718b (água)	100.0	18.02	2257.0	0	0
R717(amónia)	-33.34	17.03	1369	0	0
R744 (CO <sub>2</sub> )	-78.5	44.0	571.1	1	0

O refrigerante usado na presente dissertação foi o R600a (isobutano). Através do programa EES (F-Chart, EUA) obtiveram-se algumas propriedades termodinâmicas relevantes ao fluido R600a que estão apresentadas na tabela 2-3. O fluido R600a apesar de ser inflamável não é prejudicial para o ambiente.

Tabela 2-3: Propriedades termodinâmicas do R600a.

Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Pressão Crítica (kPa)	Pressão saturação a 10° C (kPa)	Pressão saturação a 90° C (kPa)	Pressão saturação a 110° C (kPa)
R600a	135	3647	221.4	1614	2362

Chen et al. [3] reuniram vários estudos de investigação em que apresentam a influência das temperaturas de operação no COP dos ERS, os respetivos valores podem ser observados na tabela 2-4.

Tabela 2-4: Valores de COP para refrigerantes normalmente usados em ERS para determinados valores de temperaturas de operação.

Tipo de refrigerante	Temperatura Gerador (°C)	Temperatura Condensador (°C)	Temperatura Evaporador (°C)	COP
R134a	85	25	5	0.31
	90	35	15	0.379
	90	30	10	0.56
R152a	85	25	5	0.27
	90	35	15	0.385
	90	30	10	0.58
R290	85	25	5	0.25
	90	35	15	0.372
	90	30	10	0.66
R600a	85	25	5	0.23
	90	30	10	0.48
R717(amónia)	85	25	5	0.05
	90	35	15	0.408

### 2.3.3- Geometria do ejetor

A otimização da geometria do ejetor de forma a melhorar a performance do sistema tem sido bastante investigada uma vez que é um dos fatores que mais influencia o desempenho global do sistema de refrigeração por ejeção tornando-o também mais atrativo economicamente [3]. Os fatores mais estudados são a razão de áreas  $r_A$ , definida de seguida, a posição da saída do bocal primário (NXP), o diâmetro do bocal primário, o comprimento da secção de área constante e a geometria do difusor.

- **Razão de Áreas**

Um fator adimensional fundamental que afeta a performance do ejetor é a razão de áreas ( $r_A$ ) entre a área de secção constante (ponto 4) e a área da garganta do bocal primário (ponto 1) (ver figura 2.7), definida por:

$$r_A = \frac{A_4}{A_1} \quad (10)$$

Para um ejetor de bocal fixo com pressões do fluxo primário e secundário constantes, um aumento da área da secção da câmara de mistura resulta também num aumento da área de passagem do fluxo secundário. A razão de sucção irá portanto aumentar, contudo, uma vez que o trabalho de compressão disponível do fluxo primário não se alterou, o ejetor é incapaz de comprimir para pressões de descarga mais elevadas [3]. Conclui-se então que um aumento de  $r_A$  leva a um aumento da razão de sucção e a uma diminuição da contrapressão crítica (pressão no condensador). Logo deverá existir um valor ótimo da razão de áreas correspondente à operação do ejetor em modo crítico para uma dada temperatura de condensação e dependente das condições de operação. Contudo para tal seria necessário recorrer a vários ejetores para cada condição de operação específica. Pelo que de forma a superar o problema, um spindle pode ser implementado tal como referido por Varga et al [21]. Um spindle é um mecanismo que move um veio cónico axialmente ao longo do bocal primário, alterando a secção de área do mesmo, como se pode observar na figura 2.9.

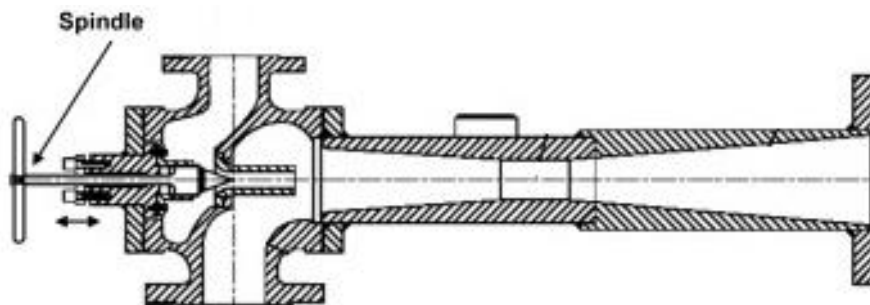


Figura 2-9: Ejetor com spindle integrado [21].

Desta forma, ao alterar a posição do spindle, a razão de áreas poderá ser alterada. À medida que a ponta do spindle se move para a frente, a área da garganta do bocal primário diminui e consequentemente a razão de áreas,  $r_A$ , aumenta. Simulação CFD foi realizada por Varga et al. [19] para analisar o efeito da razão de áreas na performance do ejetor. Os autores

indicaram que ejetores com razões de área entre 13.5 e 26.3 poderiam atingir razões de sucção entre 0.18 e 0.38.

Verificou-se também que ao alterar a posição do spindle, um valor ótimo de  $r_A$  poderia ser atingido com um único ejetor, assim como a influencia das temperaturas do gerador e condensador no seu valor.

- **Posição de saída do bocal primário (NXP)**

A posição do bocal primário (NXP) para dentro ou para fora da câmara de mistura influencia ambas as razões de sucção e compressão na performance do ejetor. Em vários estudos experimentais e CFD foi demonstrado que mover a saída do bocal para dentro da câmara de mistura reduz o COP e a capacidade de arrefecimento [3]. O deslocamento ótimo do NXP, sentido jusante, não é apenas proporcional ao diâmetro da secção de mistura mas também aumenta à medida que a pressão primária aumenta [3]. A performance do ejetor é também bastante sensível ao ângulo do convergente da secção de mistura. Um ângulo de convergente relativamente maior é necessário para maximizar a performance do ejetor quando a pressão do fluxo primário aumenta. Uma posição ótima do bocal primário ou do ângulo do convergente não pode ser predefinida para satisfazer todas as condições operativas. Quando as condições operativas são diferentes das de desenho, o NXP deve ser ajustado de forma a maximizar a performance do ejetor. Um ejetor com bocal primário móvel pode proporcionar um NXP flexível quando as condições são fora do ponto de desenho, de forma a alcançar a melhor performance do sistema.

Devido à natureza variável das condições de operação e das diferentes geometrias do ejetor, não existe ainda um acordo geral entre os investigadores sobre a posição ótima do NXP para certas condições operativas [3].

- **Diâmetro do bocal primário**

Chen et al [3] refere dois estudos realizados sobre a relação entre o diâmetro do bocal primário e a temperatura do gerador em que se usaram amónia e R123 como fluido refrigerante. Ambos os estudos concluíram que o diâmetro ótimo do bocal primário diminui com o aumento da temperatura do gerador. Outro estudo de investigação relatou que para as mesmas condições de operação, entre três diâmetros de saída do bocal primário testados (2, 2.5 e 3 mm) o de 2 mm foi o que correspondeu a um maior valor do COP [3].

- **Comprimento da secção de área constante e geometria do difusor**

O comprimento da secção de área constante é geralmente reconhecido como não influenciar a razão de sucção. Contudo a pressão crítica do condensador aumenta com este comprimento, o que permite operar o ejetor em modo de “*double choking*” numa maior gama de condições de operação [3].



# Capítulo 3

## Instalação Experimental

O presente capítulo descreve a instalação experimental; nomeadamente as especificações mais relevantes dos seus componentes, os instrumentos de medição e o sistema de aquisição de dados. O sistema usado para correr os ensaios experimentais está situado na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Novas Tecnologias Energéticas. O objetivo corrente da instalação é avaliar a influência da geometria do ejetor, variando a posição do bocal primário e a razão de áreas, para dadas condições operativas na performance do sistema de arrefecimento solar.

### 3.1 - Subciclos da instalação experimental

A instalação experimental pode ser dividida em quatro subciclos, correspondendo ao modelo do subciclo da fonte térmica de alta temperatura, subciclo da fonte térmica de baixa temperatura, subciclo de dissipação de calor e o subciclo de arrefecimento por ejeção.

A figura 3-1 representa um esquema da instalação experimental montada no laboratório. O subciclo de arrefecimento está representado pela linha azul e verde, correspondendo ao estado líquido e gasoso do refrigerante, respetivamente. Os restantes subciclos estão representados através de linhas pretas, sendo a água líquida o fluido de trabalho. Os instrumentos de medição estão representados a vermelho, com legenda incluída na figura. De seguida uma breve descrição de cada subciclo é apresentada assim como as características dos componentes associados a cada um deles.

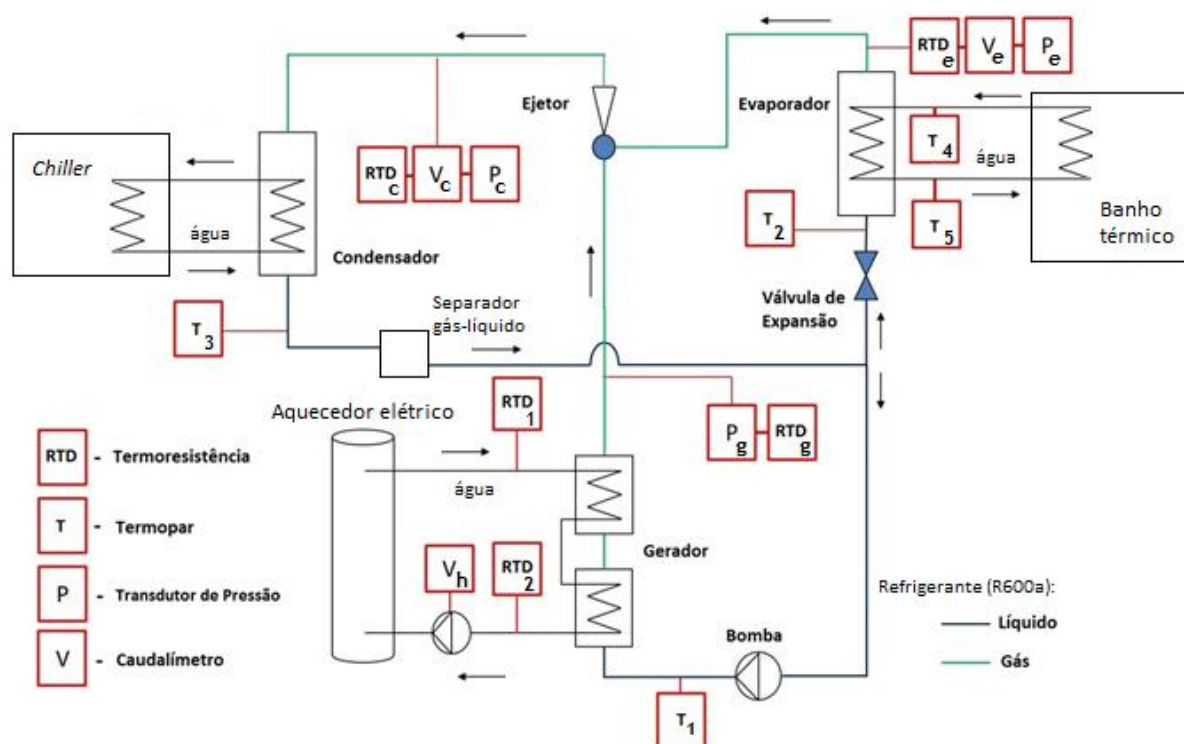


Figura 3-1: Esquema da instalação experimental

### 3.1.1- Subciclo da fonte térmica de alta temperatura

O subciclo da fonte térmica de alta temperatura tem como objetivo modelar o subsistema solar descrito na figura 2.4 a) do capítulo anterior. A fonte térmica de alta temperatura é um aquecedor elétrico de água que substitui os painéis solares térmicos para fins dos ensaios experimentais. O aquecedor elétrico é o modelo STM-607W da SHINI, INC [22] com 6 kW de potência, as especificações relativas ao mesmo encontram-se na tabela 3-1.

Tabela 3-1: Especificações características do aquecedor elétrico STM-607-W.

Temperatura máxima	Potência elétrica de aquecimento (kW)	Caudal máximo (l/min)	Capacidade do tanque (l)	Peso (kg)
120 °C	6	27/30	3.0	55

A figura 3-2 mostra uma fotografia do subciclo da fonte térmica de alta temperatura com o aquecedor elétrico em destaque. O aquecedor permite aquecer a água a uma temperatura máxima de 120°C em fase líquida uma vez que pressuriza o fluido entre -2 e -5 bar. Pelo que umas mangueiras especiais foram usadas para este subciclo, capazes de resistir a tais temperaturas e pressões. Um interface para controlo é visível no número 7 da figura 3-2, que permite introduzir a temperatura desejada e monitorizar sinais de alarme, por exemplo em caso de sobreaquecimento.

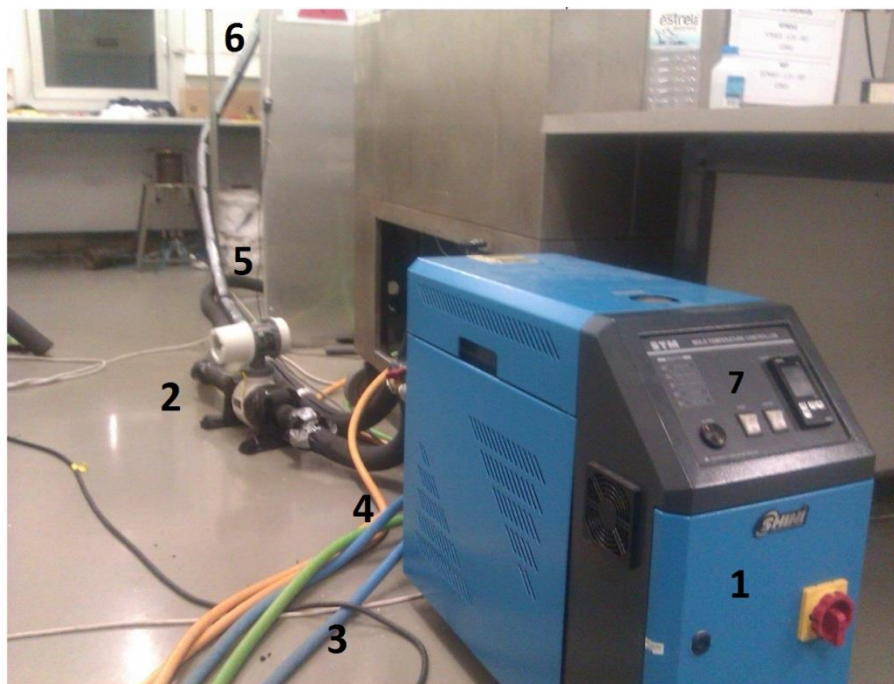


Figura 3-2: Fotografia do subciclo da fonte térmica de alta temperatura.

Legenda: 1) Aquecedor elétrico, 2) caudalímetro, 3) entrada de água de alimentação, 4) retorno da água de alimentação, 5) entrada para o permutador, 6) saída do permutador, 7) interface de controlo

### 3.1.2- Subciclo da fonte térmica de baixa temperatura

O subciclo da fonte térmica de baixa temperatura consiste no banho térmico de baixa temperatura, que simula a carga térmica no ciclo de arrefecimento, duas mangueiras para alimentação e retorno da água de refrigeração e dois termopares à entrada e saída do evaporador. Na figura 3-3 estão duas fotografias tiradas ao banho térmico, ao circuito de água e ao evaporador.

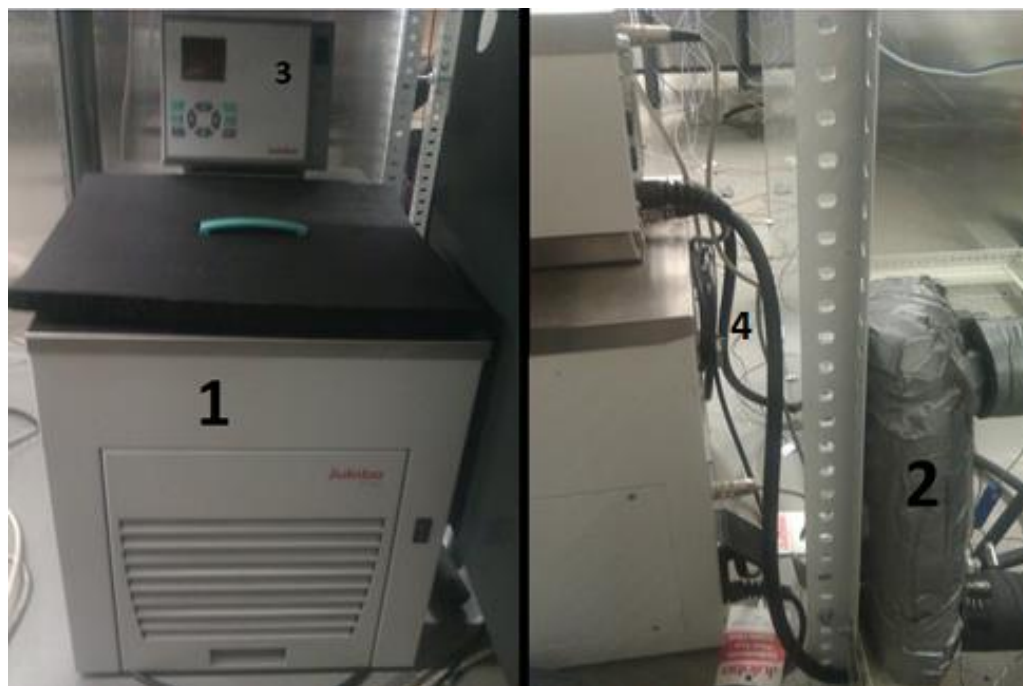


Figura 3-3: Fotografia do subciclo da fonte térmica de baixa temperatura.

Legenda: 1) Banho térmico, 2) Evaporador, 3) Interface de controlo, 4) entrada e retorno da água.

O banho térmico é o modelo F34-HE da JULABO Labortechnik GmbHn (Alemanha) [23] com capacidade de arrefecimento e aquecimento. O modelo Julabo F34-HE tem incluído um módulo de controlo e interface digital que permite a visualização da temperatura no tanque, medida por um Pt100 interno. O Julabo F34-HE é caracterizado por um sistema de circulação da bomba e capacidade de arrefecimento/aquecimento, garantido rápidas recuperações de temperatura. As suas especificações mais relevantes estão descritas na tabela 3-2, informação dada pelo fabricante.

Tabela 3-2: Especificações características do Julabo F34-HE.

Gama de Temperaturas (°C)	Potência de arrefecimento (W)	Potência de aquecimento (W)	Caudal máximo (l/min)	Capacidade e do tanque (l)	Refrigerante
-30 a 150	540/(20°) 320/(0°C) 140/(-20°C) 30/(-30°C)	2000	26	20	R134a

Uma medição manual do caudal também foi realizada com recurso a um cronómetro e a uma proveta milimétrica. Os dados obtidos encontram-se na tabela 3-2, tendo-se obtido o valor médio de 13,3 l/min para o caudal do Julabo F34-HE com um desvio padrão amostral de 0,27 (l/min) e amostral da média de 0,11 l/min. Uma vez obtido o valor do caudal volúmico do circuito da fonte térmica de baixa temperatura, o cálculo da potência calorífica cedida por este ao circuito de refrigeração poderá ser calculado.

Tabela 3-3: Valores obtidos para a medição do caudal volúmico do Julabo F34-HE.

Tempo (s)	Volume (l)	Caudal (l/min)	Média Caudal (l/min)	Desvio padrão amostral da média (l/min)
10,55	2,27	12,9	13,3	0,11
12,2	2,79	13,7		
10,6	2,35	13,3		
11,26	2,47	13,2		
11,1	2,43	13,1		
10,92	2,43	13,4		

### 3.1.3- Subciclo de dissipação de calor

O subciclo de dissipação de calor foi modelado através de uma máquina frigorífica (*Chiller*) existente no laboratório.

O *Chiller*, como se pode observar na figura 3-4, está equipado com um interface de controlo para monitorização da temperatura no tanque e disjuntores para acionamento do compressor e da bomba. O *Chiller* tem como função proporcionar a circulação de água no circuito de dissipação de calor no condensador, de forma a absorver o calor do refrigerante promovendo a sua condensação.

Uma aproximação da potência do *Chiller* foi obtida através de ensaios experimentais, concretamente na medição da variação da temperatura do tanque com o tempo. Sabendo que o tanque do *Chiller* tem uma capacidade de aproximadamente 150 litros e determinando a média da massa volúmica da água para a gama de temperaturas entre 10°C e 20°C, calculou-se o valor da massa total de água existente no tanque. Determinado o valor da massa (~149,8 kg) calculou-se o calor libertado pela água em intervalos de tempo na ordem dos 5 minutos. A potência média de todas as medições calculadas foi de aproximadamente 1254 W.

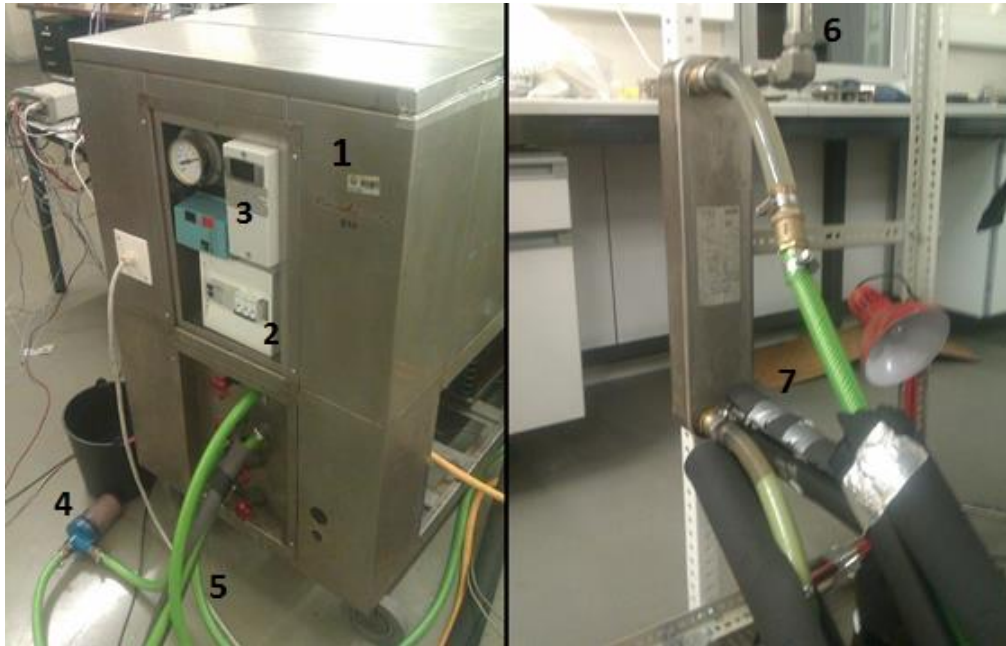


Figura 3-4: Fotografia do subciclo de dissipação de calor.

Legenda: 1) *Chiller*, 2) Disjuntores de acionamento da bomba e compressor do *chiller*, 3) mostrador (display) de temperatura, 4) filtro de água, 5) mangueiras de alimentação e retorno da água, 6) entrada de refrigerante para o condensador, 7) saída de refrigerante do condensador.

### 3.1.4- Subciclo de arrefecimento por ejeção

Uma fotografia da instalação do subciclo de arrefecimento por ejeção pode ser observada na figura 3-5, juntamente com a legenda incluída de cada componente.

Os números apresentados na figura 3.5 correspondem aos apresentados no capítulo anterior nas figuras 2.4 e 2.5. O subciclo de arrefecimento pode ser dividido em duas partes, correspondendo ao circuito realizado pelo fluido primário (circuito primário) e ao circuito realizado pelo fluido secundário (circuito secundário). O circuito primário é definido pela circulação do fluido refrigerante na seguinte ordem: gerador (1-2), ejetor (2-4), condensador (4-5) e bomba (5-1), fechando o ciclo retornando ao gerador. O circuito secundário é definido por sua vez através da passagem do fluido refrigerante pela válvula de expansão (5-6), evaporador (6-3), ejetor (3-4) e condensador (4-5), fechando o ciclo retornando de novo à válvula de expansão.

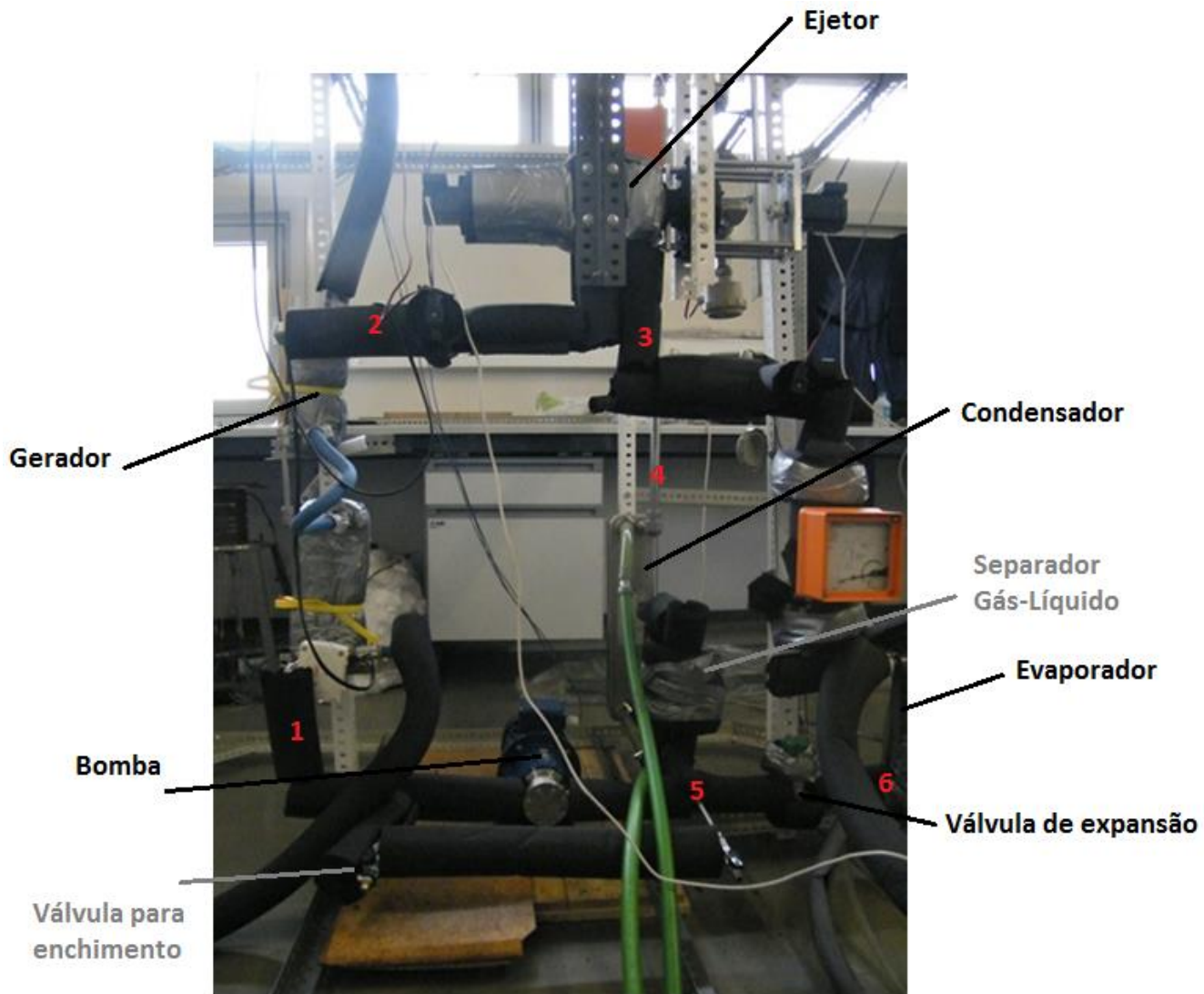


Figura 3-5: Fotografia da instalação experimental (subciclo de arrefecimento por ejeção).

### 3.2 - Componentes da instalação

Os componentes da instalação experimental estão descritos nesta secção nomeadamente: o ejetor de geometria variável, a bomba hidráulica, os permutadores de calor e o separador gás-líquido.

### 3.2.1- Ejetor de geometria variável

O Ejetor como componente principal foi descrito com detalhe no capítulo da introdução. Contudo uma representação do protótipo do ejetor de geometria variável usado na instalação encontra-se na figura 3-6. O desenho representado é uma aproximação do modelo real usado, as entradas de fluido primário e secundário estão por exemplo retratadas por ligações menores que as reais. É possível observar na figura 3-6 como se processa o deslocamento do spindle e NXP.

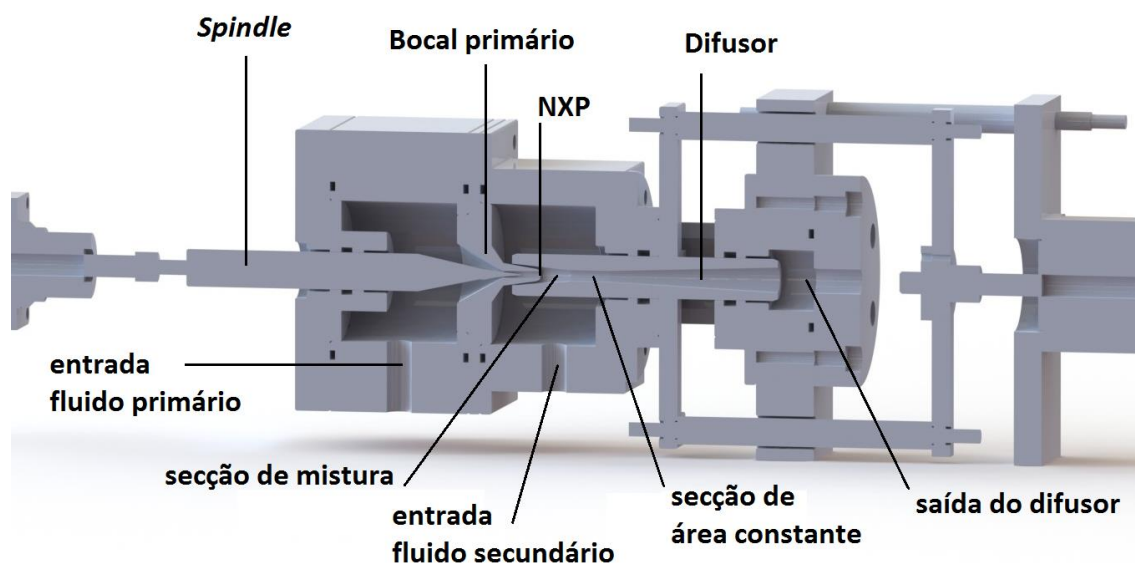


Figura 3-6: Posição do NXP e do *Spindle* no ejetor.

As posições de 0mm do NXP e do *spindle* correspondem ao contacto físico de cada um com o bocal do difusor e bocal primário, respetivamente. Um deslocamento do *spindle* para fora do bocal primário resulta num aumento da área de passagem e conseqüentemente na diminuição da razão de áreas  $r_A$ , equação (10). A abertura do NXP resulta no aumento da área de passagem para o caudal secundário.

### 3.2.2- Bomba

A bomba usada, produzida por GemmeCotti Srl (Itália), é uma bomba de palhetas rotativas de acoplamento magnético (figura 3-7). Foi adicionado à bomba um variador de frequência, que ao variar a sua velocidade de rotação permite regular o caudal em circulação com um consumo de energia mínimo, pois é a bomba que se adapta à curva da instalação e não o contrário.

Através da variação da velocidade da bomba aumentou-se o caudal volúmico do fluido de trabalho em fase líquida e registou-se a variação da pressão à entrada e saída da bomba ( $\Delta P$ ), obtendo-se a sua curva característica (figura 3-8).



Figura 3-7: Fotografia da bomba usada na instalação

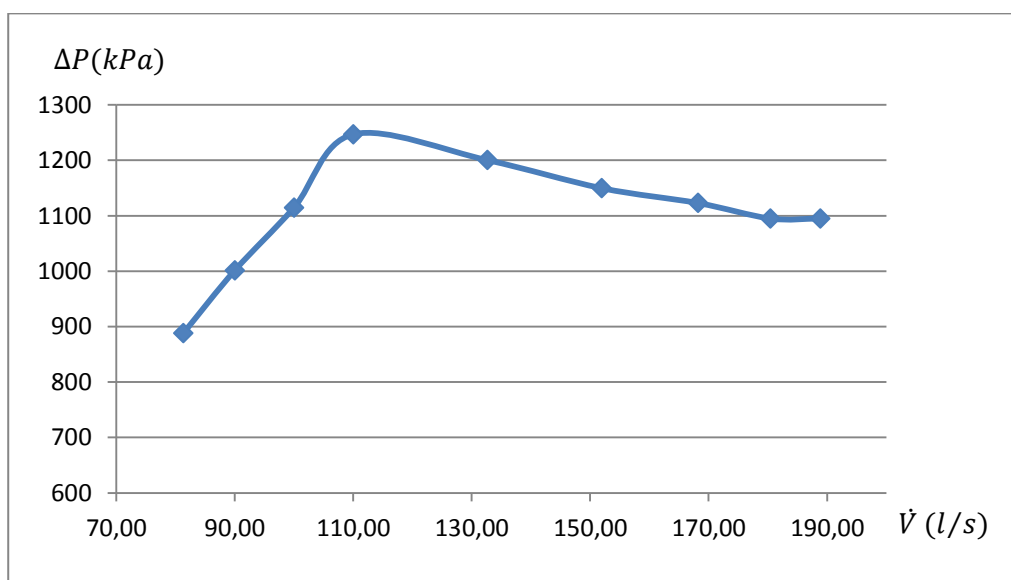


Figura 3-8: Curva característica da bomba; pressão em função do caudal medido.

### 3.2.3- Permutadores de calor

O evaporador, o condensador e o gerador poderiam operar com permutadores de tubos ou placas. Na instalação usada foram usados permutadores de placas. Os permutadores são produzidos pela Alfa Laval [24]. Algumas vantagens dos permutadores instalados são: compactos, pequenos, relativamente baratos e caracterizados por terem elevados fatores de transmissão de calor.

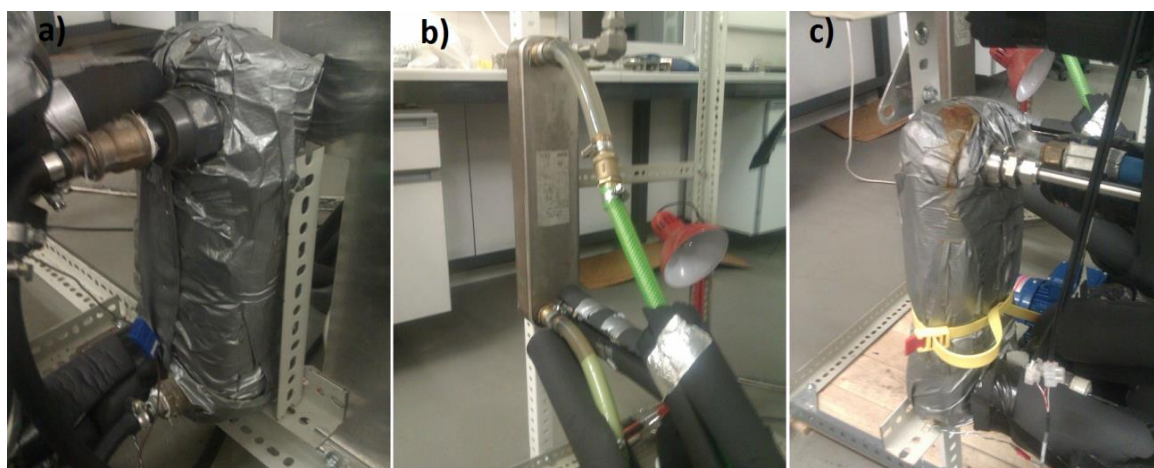


Figura 3-9: Fotografia dos permutadores de calor usados na instalação.

Legenda: a) evaporador, b) condensador, c) gerador

Tabela 3-4: Especificações técnicas dos permutadores usados.

	Evaporador	Condensador	Gerador
Área transferência de calor:	0,35 m <sup>2</sup>	1,04 m <sup>2</sup>	0,16 m <sup>2</sup>
Direção relativa dos fluídos:	Contra-corrente	Contra-corrente	Contra-corrente
Material (prato/soldadura):	Liga 316/cobre	Liga 316/cobre	Liga 316/cobre
Comprimento total x largura x altura:	69 x 113 x 313 (mm)	84 x 113 x 527 (mm)	62 x 77 x 207 (mm)
Peso liquido:	3,47 kg	6,30 kg	1,15 kg

### 3.2.4- Separador gás-líquido

O sistema requer um separador gás-líquido. A função principal é a separação do fluido bifásico. O separador proporciona também a quantidade correta de refrigerante para diferentes condições de trabalho e protege a bomba, uma vez que esta não pode funcionar com vapor. Um visor está instalado para controlar o nível de fluido líquido existente, como se pode observar na figura 3-10.



Figura 3-10: Fotografia do separador de gás-líquido usado na instalação

## 3.3 - Instrumentação e avaliação dos ensaios de medição

Os instrumentos de medição usados na instalação experimental completa, abrangendo todos os subciclos, foram os seguintes:

3. Dois caudalímetros de área variável e um caudalímetro electromagnético
4. Sensores de Temperatura (cinco RTD e cinco Termopares)
5. Três Transdutores de Pressão

O presente subcapítulo descreve sucintamente as características principais de cada um deles juntamente com a gama de incertezas associadas a cada um.

### 3.3.1- Caudalímetros de área variável

O caudal volúmico foi medido no subciclo de arrefecimento por ejeção em dois locais distintos: à saída do ejetor (caudal da mistura) correspondendo a  $\dot{V}_c$  e à saída do evaporador (caudal secundário) correspondendo a  $\dot{V}_e$ , como se pode observar na figura 3.1.

Foram usados dois caudalímetros Heinrichs Kobold BGN-S (Alemanha) de área variável.

O caudalímetro foi calibrado previamente pelo fabricante para o fluido refrigerante R600a para condições normais de pressão (1 bar) e temperatura (15°C). Os caudalímetros estão equipados com um visor analógico onde se pode ler o valor do caudal para as condições normais do fluido R600a. Um sinal de leitura analógico também está disponível através de um transmissor elétrico-magnético calibrado pelo fabricante na gama de valores pretendida. O sinal de saída é providenciado exclusivamente numa ligação de dois fios a 4-20 mA, seguindo o protocolo HART®.

Uma vez que as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante ao passar pelo caudalímetro vão variar com as condições de operação é necessário corrigir o caudal volúmico indicado pelo caudalímetro através de um fator de correção  $K_V$ .

Sendo o flutuante do caudalímetro de aço inoxidável ( $\rho = \sim 7800 \text{ kg/m}^3$ ), ou seja, com uma massa volúmica bastante mais elevada que a do refrigerante R600a ( $\rho = 2.51 \text{ kg/m}^3 \text{ PTN}$ ), a seguinte relação pode ser aplicada [25]:

$$\dot{V} \sim 1/\sqrt{d} \quad (11)$$

Em que  $\dot{V}$  é o caudal volúmico, dado em  $\text{m}^3/\text{h}$ , que passa através do caudalímetro de área variável e  $d$  é a densidade do gás nas condições de operação. Para duas densidades diferentes do gás  $d_1$  e  $d_2$  de caudais volúnicos  $\dot{V}_1$  e  $\dot{V}_2$ , segue-se portanto que:

$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{1}{\sqrt{d_2}} / \frac{1}{\sqrt{d_1}} \quad (12)$$

$$\dot{V}_2 = \sqrt{\frac{d_1}{d_2}} \cdot \dot{V}_1 \quad (13)$$

Tal significa que quando o caudal volúmico  $\dot{V}_1$ , correspondendo a uma certa altura do flutuante com densidade de calibração  $d_1$ , é conhecido, o caudal volúmico de um meio com densidade diferente  $d_2$  pode ser calculado através de uma multiplicação pelo fator  $K_V = \sqrt{d_1/d_2}$ .

Sendo portanto o caudal mássico ( $\dot{m}$ ) para as condições de operação determinado através da equação (14), em que  $\rho_n$  corresponde ao valor da massa volúmica usado na calibração.

$$\dot{m} = \rho \times \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho}} \times \dot{V} \quad (14)$$

No caso dos caudalímetros usados, o valor de  $\rho_n$  corresponde à massa volúmica do R600a para as condições normais, tomando portanto o valor de  $2.51 \text{ kg/m}^3$ .

Sendo o valor real do caudal mássico obtido através da equação (15), onde  $\rho$  é o valor da massa volúmica ( $\text{kg/m}^3$ ) nas condições de operação.

$$\dot{m}_{real} = \rho \times \sqrt{\frac{2,51}{\rho}} \times \dot{V}_{medido} \quad (15)$$

De acordo com o fabricante, o caudalímetro tem um erro determinado de  $\pm 2.2\%$  do valor fim de escala e uma repetibilidade de  $\pm 0.5\%$  do valor de fim de escala. Sendo o valor fim de escala do caudalímetro localizado à saída do evaporador de  $\dot{V}_{e,max} = 15 \text{ m}^3/\text{h}$  e o valor fim de escala do caudalímetro localizado à saída do ejetor de  $\dot{V}_{c,max} = 70 \text{ m}^3/\text{h}$ , obtêm-se os seguintes erros absolutos para cada um dos caudalímetros:

$$\delta \dot{V}_e = \pm 0,022 \dot{V}_{e,max} \pm 0,005 \dot{V}_{e,max} = \pm 0,027 \dot{V}_{e,max} = \pm 0,027 \times 15 = \pm 0,41 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (16)$$

$$\delta \dot{V}_c = \pm 0,022 \dot{V}_{c,max} \pm 0,005 \dot{V}_{c,max} = \pm 0,027 \dot{V}_{c,max} = \pm 0,027 \times 70 = \pm 1,89 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (17)$$

Desvios na temperatura do fluido em relação à temperatura observada durante a calibração podem resultar num erro no mostrador proporcional à correspondente alteração na densidade. Alterações na viscosidade causam um erro não linear no mostrador. O erro relativo nas medições do caudal volúmico do gás é dado por:

$$\frac{\delta \dot{V}}{\dot{V}} = 0,027 \frac{\dot{V}_{max}}{\dot{V}} \quad (18)$$

O erro relativo no caudalímetro diminui continuamente à medida que o caudal volúmico aumenta até o seu valor máximo.

$$\left( \frac{\delta \dot{V}}{\dot{V}} \right)_{min} = 0,027 \frac{\dot{V}_{max}}{\dot{V}_{max}} = 0,027 \quad (19)$$

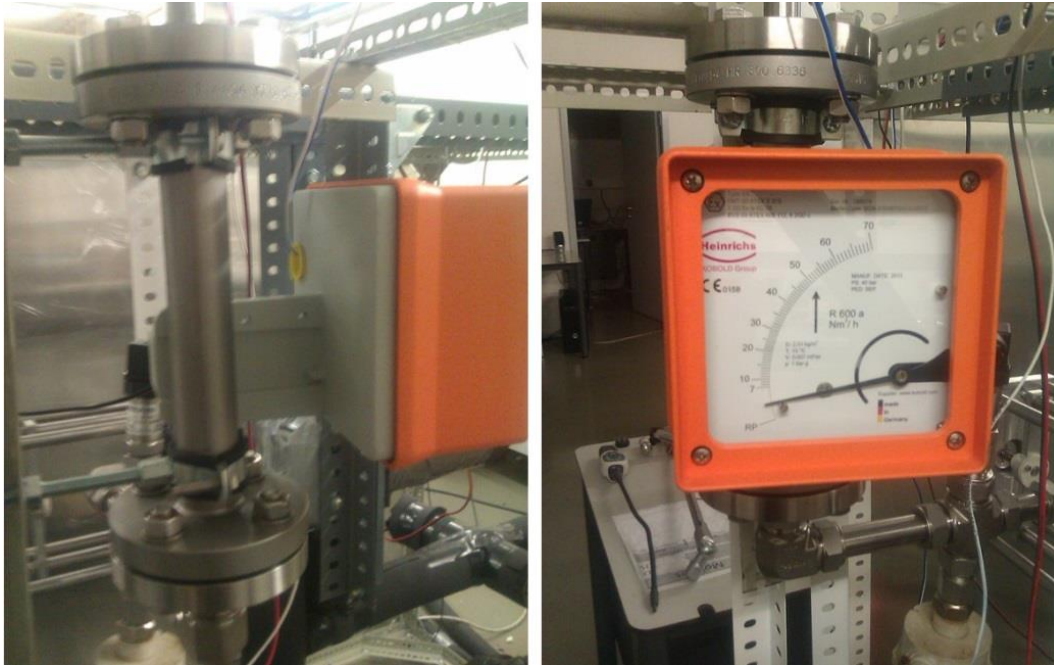


Figura 3-11: Fotografia do caudalímetro para medir o caudal do fluxo misto (saída do ejetor).

### 3.3.2- Caudalímetro eletromagnético

No subciclo de fonte térmica de alta temperatura um caudalímetro electromagnético foi instalado como se pode observar na figura 3-1 representado por  $V_h$  e na figura 3-2 representando pelo número 2. A medição do caudal pelo caudalímetro electromagnético é realizada através do princípio físico de indução electromagnética, em que um campo magnético é aplicado ao caudal de água que passa pelo caudalímetro. Uma vez que a água está ionizada cria uma diferença de potencial proporcional à sua velocidade.

O caudalímetro utilizado na instalação é o modelo DE43F da ABB em que o erro máximo, de acordo com o fabricante, é dado para valores de caudal maiores que  $0,07 \times \dot{V}_{h,max}$  por:

$$\delta \dot{V}_h = 0,005 \times \dot{V}_h \quad (20)$$

Sendo o caudal máximo para o caudalímetro usado de  $\dot{V}_{max} = 100 \text{ l/min}$ , tem-se que:

$$0,07 \times \dot{V}_{h,max} = 0,07 \times 100 = 7 \text{ l/min} = 0,42 \text{ m}^3/\text{h} \quad (21)$$

Uma vez que através de uma análise dos resultados obtidos se confirma que o caudal do circuito da fonte térmica de alta temperatura apresentou valores sempre constantes de  $0,7 \text{ m}^3/\text{h}$  ( $>0,42 \text{ m}^3/\text{h}$ ) a relação dada pela equação (20) para o erro absoluto é válida.

### 3.3.3- Termopares

Cinco termopares tipo T (Cu/Cu-Ni) foram usados na instalação experimental. Os termopares 1, 2 e 3 medem a temperatura do fluido refrigerante, na entrada do gerador, entrada do evaporador e saída do condensador, respetivamente. Estes termopares foram colocados junto dos tubos de circulação através de fita adesiva, como se pode observar na figura 3-12a.

Os termopares 4 e 5 foram colocados na entrada e saída do evaporador no circuito da água de aquecimento, correspondente ao subciclo da fonte térmica de baixa temperatura. A sua colocação no circuito foi realizada através de um corte da mangueira e posterior introdução na mesma através de apertos mecânicos, como observado para o termopar 4 na figura 3.12b.

A relação entre os números de cada termopar e a sua localização no sistema de arrefecimento de ejeção pode ser observada na figura 3-1.

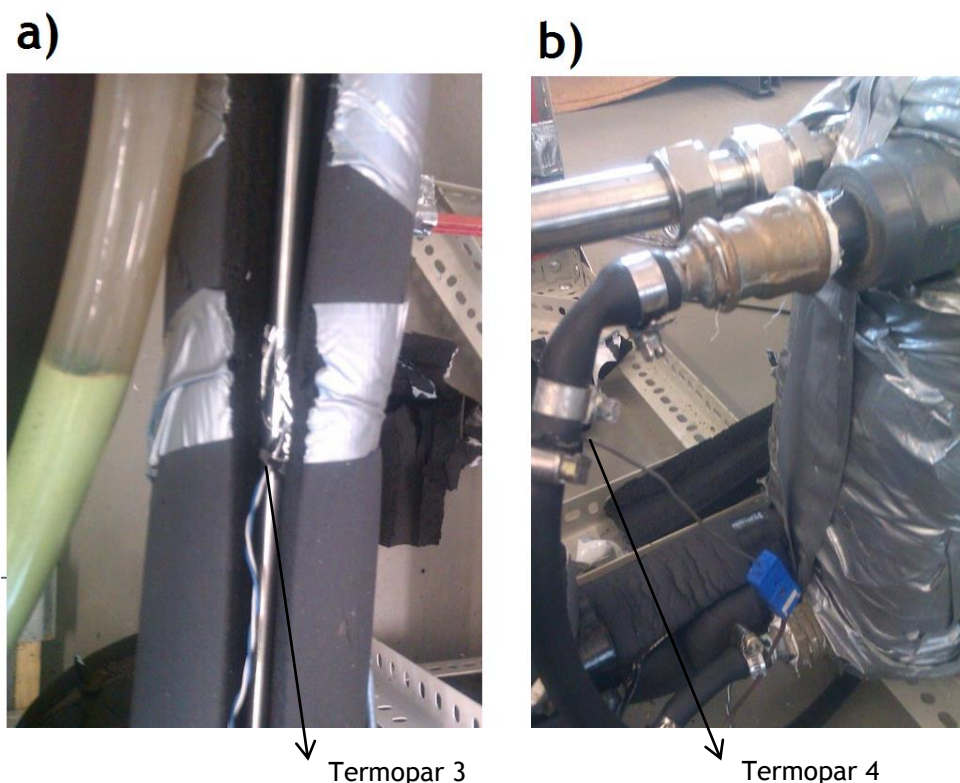


Figura 3-12: Colocação dos termopares na instalação experimental

a) Colocação do termopar 3 no condensador; b) colocação do termopar 4 no evaporador

Para a caracterização dos termopares foram efetuadas 15 medições em cada valor em incrementos de 10 °C, entre 10°C e 90°C. O valor médio das medições de temperatura para cada termopar encontra-se na tabela 3-5.

Tabela 3-5: Valor médio das medições de temperatura para cada termopar.

Referência (°C)	T1 (°C)	T2 (°C)	T3 (°C)	T4 (°C)	T5 (°C)
10	9,81	9,44	9,25	8,41	8,21
20	19,64	19,23	19,04	18,50	18,51
30	29,65	29,26	29,04	28,63	28,65
40	39,67	39,29	39,08	38,77	38,78
50	49,64	49,27	49,05	48,89	48,87
60	----	----	----	58,95	58,95
70	----	----	----	69,03	69,00
80	----	----	----	79,08	78,99
90	----	----	----	89,13	89,07

A caracterização dos termopares foi realizada usando o transdutor do banho térmico Julabo F34-HE como referência. A curva de calibração de cada termopar foi registada assim como a sua equação de regressão linear calculada.

Através da comparação das equações de calibração com os valores medidos pelo banho térmico de referência, assumindo-o como valor exato, encontra-se o erro máximo para cada termopar. A tabela 3-6 apresenta os valores dos erros máximos obtidos através da diferença entre o valor real (banho térmico) e o dado pela equação de calibração.

Tabela 3-6: Valor do erro máximo absoluto das medições de temperatura para cada termopar.

$\delta T_1$ (°C)	$\delta T_2$ (°C)	$\delta T_3$ (°C)	$\delta T_4$ (°C)	$\delta T_5$ (°C)
0,17	0,15	0,35	0,08	0,34

De forma a validar os erros obtidos determina-se o desvio padrão amostral da média para cada valor da tabela 3-5, resultando a tabela 3-7:

Tabela 3-7: Valor do desvio padrão amostral  $\sigma$  das medições de temperatura calibradas para cada termopar.

Referência (°C)	$\sigma T1$ (°C)	$\sigma T2$ (°C)	$\sigma T3$ (°C)	$\sigma T4$ (°C)	$\sigma T5$ (°C)
10	0,028	0,017	0,016	0,015	0,080
20	0,027	0,034	0,031	0,015	0,010
30	0,018	0,028	0,026	0,018	0,019
40	0,014	0,026	0,023	0,020	0,012
50	0,044	0,045	0,043	0,009	0,011
60	----	----	----	0,015	0,011
70	----	----	----	0,013	0,015
80	----	----	----	0,012	0,025
90	----	----	----	0,008	0,011

De forma a se poder concluir acerca da incerteza das medições, para um intervalo de confiança de 68%, obtém-se o erro absoluto para cada temperatura de referência através do cálculo do desvio padrão amostral da média. Para tal é necessário dividir cada valor da tabela 3-7 pela raiz quadrada do número de medições. Na tabela 3-8 estão apresentados os valores máximos obtidos do desvio padrão amostral da média entre as gamas de medição para cada termopar.

Tabela 3-8: Valor do desvio padrão amostral da média máxima de cada gama de medições de temperatura para cada termopar.

$\delta T_1$ (°C)	$\delta T_2$ (°C)	$\delta T_3$ (°C)	$\delta T_4$ (°C)	$\delta T_5$ (°C)
0,011	0,012	0,011	0,005	0,021

Os valores dados pela tabela 3-6 representam uma abordagem mais grosseira, no sentido em que na gama de medições obtida o resultado mais afastado do suposto real (dado pelo banho térmico) serviu para definir o erro máximo absoluto esperado. Contudo uma abordagem estatística simples através do método do desvio padrão amostral da média também é possível de se realizar, obtendo valores de erro para um intervalo de confiança de 68%.

### 3.3.4- RTD

Cinco sensores RTD foram usados, dois para a medição da temperatura da água de entrada e saída do gerador e três para medição da temperatura do fluido refrigerante na entrada (primário e secundário) e saída do ejetor. Os dois RTDs usados no gerador são da KIMO instruments® [26] com a referência: SF50-b-4-p-1-4-50. Correspondendo a PT100, classe B, de 4 fios, cabo PVC, comprimento de 1 m, sonda com 4 mm de diâmetro e 50 mm de comprimento. O fabricante refere que a tolerância dos RTD é de:

$$\pm 0.12 \Omega / \pm 0.3 \text{ } ^\circ\text{C para } 0^\circ\text{C}$$

$$\pm 0.3 \Omega / \pm 0.8 \text{ } ^\circ\text{C para } 100^\circ\text{C}.$$

Através duma regressão linear, obtém-se uma relação entre o valor medido e o erro absoluto correspondente:

$$\delta R = \pm 0.0018 T_{medido} \pm 0.12 \quad (22)$$

$$\delta T = \pm 0.005 T_{medido} \pm 0.3 \quad (23)$$

Para uma temperatura de 0°C e 100°C o erro absoluto é  $\delta T = 0.3^\circ\text{C}$  /  $\delta R = 0.12\Omega$  e  $\delta T = 0.8^\circ\text{C}$  /  $\delta R = 0.3\Omega$ , respetivamente. A calibração dos RTD foi realizada usando o banho térmico Julabo F34 como referência. A curva de calibração de cada RTD foi registada e uma aproximação linear para cada RTD foi calculada. Através das equações de calibração e assumindo o banho térmico de referência como valor exato, encontra-se o erro máximo para cada RTD. A tabela 3-6 apresenta os valores dos erros obtidos através da diferença entre o valor real e o dado pela equação de calibração.

Tabela 3-9: Valor do erro máximo absoluto das medições de temperatura para cada RTD

Referência (°C)	RTD <sub>1</sub> (°C)	RTD <sub>2</sub> (°C)	Erro absoluto	
			$\delta RTD_1$ (°C)	$\delta RTD_2$ (°C)
20	19,73	19,75	0,27	0,25
30	29,79	29,82	0,21	0,18
40	39,78	39,82	0,22	0,18
50	49,78	49,82	0,22	0,18
60	59,74	59,80	0,26	0,20
70	69,12	69,49	0,88	0,51
80	79,24	79,44	0,76	0,56
90	89,19	89,51	0,81	0,49

O erro absoluto máximo foi obtido pelo  $\delta RTD_1 = 0,88^\circ\text{C}$  para uma temperatura de  $70^\circ\text{C}$ . De acordo com o fabricante para a temperatura de  $70^\circ\text{C}$  o erro absoluto não deveria ultrapassar os  $0,65^\circ\text{C}$ . O valor mais elevado poderá ser explicado pelo contributo dos possíveis erros associados do módulo de aquisição de dados, pelo que serão considerados os valores da tabela 3 como referência da incerteza dos RTDs. Na figura 3.13 é possível verificar a forma como os sensores de temperatura foram colocados no circuito de R600a do gerador, massa térmica foi adicionada para promover a transferência de calor para o RTD.



Figura 3-13: Fotografia do RTD usado na instalação na entrada do fluido refrigerante no gerador

### 3.3.5- Transdutores de pressão

A pressão foi medida com três transdutores de pressão SEN 86 da Kobold, o fabricante refere que a exatidão medida é menor que  $\pm 0.3\%$  do valor fim de escala e a repetibilidade menor que  $\pm 0.15\%$  do valor de fim de escala. Pelo que a expressão do erro total da medição da pressão toma a forma:

$$\delta p = \pm 0.003 p_{m\acute{a}x} \pm 0.0015 p_{m\acute{a}x} \quad (24)$$

Na instalação estudada, foram usados dois tipos de transdutores com gamas de medição diferentes. Um com gama de medição de 0 a 6 bar, correspondendo ao localizado após o evaporador e representado na figura 3-1 por  $p_e$ . Os restantes dois com gama de medição de 0 a 25 bar correspondem aos localizados na saída do gerador e ejetor, representados na figura 3-1 por  $p_g$  e  $p_c$ , respetivamente. Sendo portanto, os seus erros absolutos dados pelas equações (25) e (26).

Análise experimental de um ciclo de arrefecimento solar com ejetor de geometria variável

$$\delta p_e = \pm 0.003 \times 6 \text{ bar} \pm 0.0015 \times 6 \text{ bar} = \pm 0.027 \text{ bar} \quad (25)$$

$$\delta p_g = \delta p_c = \pm 0.003 \times 25 \text{ bar} \pm 0.0015 \times 25 \text{ bar} = \pm 0.1125 \text{ bar} \quad (26)$$

O erro relativo nas medições da pressão absoluta do gás é dado por:

$$\frac{\delta p_e}{p_e} = \frac{0.027}{p_e} \quad (27)$$

$$\frac{\delta p_g}{p_g} = \frac{\delta p_c}{p_c} = \frac{0.1125}{p_c} \quad (28)$$



Figura 3-14: Fotografia do transdutor de pressão e a sua ligação na saída do ejetor.

### 3.4- Aquisição de dados

Para monitorização dos ensaios experimentais, nomeadamente controlo da bomba, alteração do spindle e NXP do ejetor assim como monitorização em tempo real dos valores, um programa foi desenvolvido em Labview (National Instruments). Um *screenshot* do painel de controlo criado no ambiente de programação do LabVIEW é mostrado na figura 3-13.

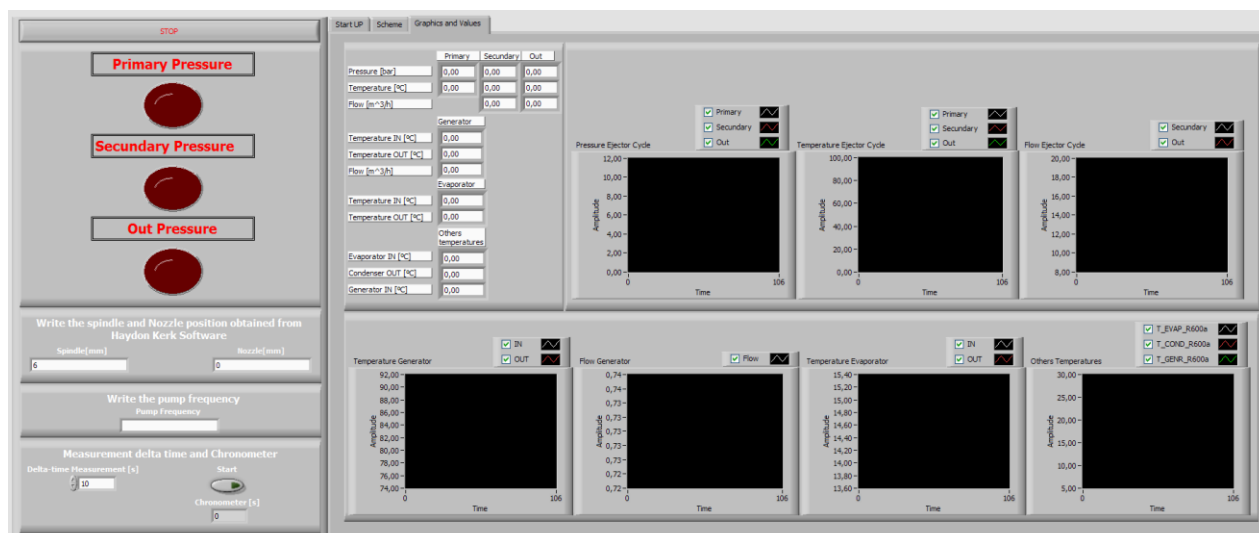


Figura 3-15: Interface gráfico e painel de controlo elaborado em Labview.

As duas primeiras janelas superiores do interface gráfico representam as curvas em tempo real das pressões e temperaturas para ambas as entradas (primária e secundária) e saída do ejetor. A terceira janela superior apresenta o valor dos caudais volúmicos para a entrada secundária do ejetor e saída. Sendo as três primeiras janelas inferiores correspondentes à temperatura (entrada e saída) no gerador, caudal volúmico no gerador, temperatura da água na entrada e saída no evaporador. A última janela apresenta as temperaturas do fluido refrigerante R600a à saída do evaporador, à saída do condensador e à entrada do gerador.

O LabView é um ambiente de programação gráfico relativamente acessível, o que é importante para investigadores não muito familiarizados com linguagens de programação. O método de criar novos sistemas de monitorização em LabVIEW consiste em arrastar e colocar ícones gráficos, que representam componentes reais. Cada ícone poderá ser posteriormente definido com a função adequada. O software de monitorização está conectado ao módulo de aquisição de dados HP Agilent 34970A, onde os contatos elétricos correspondentes aos termopares, RTD e transdutor de pressão estão ligados. O módulo de aquisição está programado de forma a recolher os sinais dos instrumentos de medição em intervalos de 10 segundos. Os dados recolhidos são guardados na unidade HDD do computador e posteriormente exportados para uma folha de cálculo MS Excel. A figura 3-16 descreve de forma esquemática o procedimento usado para recolha e processamento dos dados.

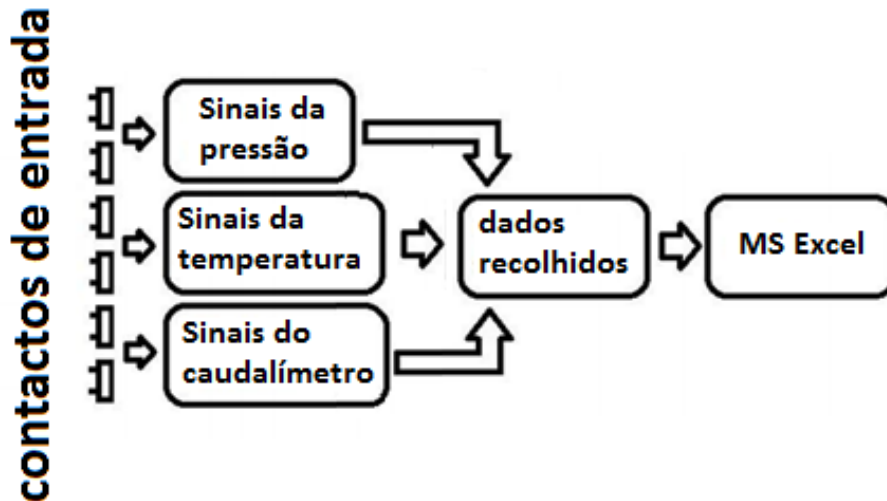


Figura 3-16: Esquema do procedimento de recolha de dados.

### 3.5- Métodos de cálculo usando o EES

Os dados recolhidos pelo LabVIEW foram posteriormente organizados no Microsoft Excel assim como a representação dos resultados graficamente. Os cálculos termodinâmicos foram realizados utilizando o software Engineering Equation Solver (EES) (F Chart EUA). As equações principais usadas são apresentadas no presente subcapítulo.

#### 3.5.1- Tratamento de Dados

Durante um determinado período de ensaio com as condições de funcionamento aproximadamente constantes, as variáveis do sistema ( $p$ ,  $T$  e  $\dot{V}$ ) foram monitorizadas. Entretanto para eliminar pequenas oscilações (ruído) nos dados, calculou-se o valor médio de cada variável, com base na seguinte fórmula:

$$\bar{X} = \frac{\int_a^b \hat{X} dt}{b - a} \quad (29)$$

O integral no numerador foi calculado através da integração de um polinómio  $\hat{X}$  de grau 3; que aproximou as medições da variável  $X$  em função do tempo.

### 3.5.2- Cálculo da razão de compressão e de sucção

A razão de compressão e de sucção foram calculadas através das suas definições, relembrando as equações (7) e (8) referidas no capítulo 2.3.

Relembra-se também, que o caudal mássico foi determinado através da equação (15) como referido na secção 3.3.1 referente à descrição dos caudalímetros.

### 3.5.3- Cálculo do COP

Como visto na secção 2.3, o COP pode ser determinado através da equação (9):

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (9)$$

Dependendo da forma de como se determinam os valores de  $\dot{Q}_e$  e  $\dot{Q}_g$ , dois métodos para o cálculo do valor do COP são possíveis. Um dos métodos baseia-se na análise do subciclo de arrefecimento, ou seja, na cedência e absorção de calor pelo fluido refrigerante R600a. Enquanto que o outro se baseia na análise dos subciclos da fonte térmica de baixa e alta temperatura, nomeadamente na absorção e cedência de calor pela água. Sendo o subciclo de arrefecimento o alvo principal do presente estudo, uma vez que é o que mais diretamente descreve a influência da geometria do ejetor no COP, o primeiro método é o mais indicado.

Os processos de cálculo para ambos os métodos foram escritos na folha de cálculo do EES (F-Chart EUA). Contudo, como será descrito no capítulo seguinte, um imprevisto impossibilitou a capacidade de mediação do caudal mássico secundário ( $\dot{m}_s$ ), pelo que o método de cálculo do valor do COP através do subciclo de arrefecimento tornou-se impraticável.

De seguida apresentam-se os passos para determinar o valor do COP pelo método usado na presente dissertação, nomeadamente o valor da potência calorífica do evaporador e do gerador através da equação:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e,a}}{\dot{Q}_{g,a}} \quad (30)$$

- **Subciclo da fonte térmica de alta temperatura - determinação de  $\dot{Q}_{g,a}$ :**

Os valores da massa específica ( $\rho_g$ ) e calor específico ( $c_{p,g}$ ) da água no circuito do gerador foram obtidos como função da temperatura média da água ( $T_{g,a}$ ) na entrada ( $T_{g,e}$ ) e saída ( $T_{g,s}$ ) do gerador e da pressão medida no aquecedor elétrico ( $p_{g,a} = 560 \text{ kPa}$ ) através da biblioteca do EES (F-Chart EUA).

$$T_{g,a} = \frac{T_{g,e} + T_{g,s}}{2} \quad (31)$$

$$\rho_g = f(T_{g,a}, p_{g,a}) \quad (32)$$

$$c_{p,g} = f(T_{g,a}, p_{g,a}) \quad (33)$$

O valor do caudal volúmico da água no circuito do gerador foi medido pelo caudalímetro eletromagnético do circuito da fonte térmica de alta temperatura descrito na secção 3.3.2. Através do valor da massa volúmica determinado para as condições de operação pela equação (acima), determinou-se o caudal mássico da água no circuito do gerador:

$$\dot{m}_{g,a} = \dot{V}_{g,a} \times \rho_g \quad (34)$$

Assim as variáveis para determinação do valor de  $\dot{Q}_g$  estão todas definidas, sendo possível o cálculo através da equação:

$$\dot{Q}_{g,a} = \dot{m}_{g,a} \times c_{p,g} (T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (35)$$

- **Subciclo da fonte térmica de baixa temperatura - determinação de  $\dot{Q}_e$ :**

Os valores da massa volúmica ( $\rho_e$ ) e calor específico ( $c_{p,e}$ ) da água no circuito do evaporador foram obtidos como função da temperatura média da água ( $T_{e,a}$ ) na entrada ( $T_{e,e}$ ) e saída ( $T_{e,s}$ ) do evaporador e da pressão atmosférica ( $p_{e,a} = 100 \text{ kPa}$ ) através da biblioteca do EES (F-Chart EUA).

$$T_{e,a} = \frac{T_{e,e} + T_{e,s}}{2} \quad (36)$$

$$\rho_e = f(T_{e,a}, p_{e,a}) \quad (37)$$

$$c_{p,e} = f(T_{e,a}, p_{e,a}) \quad (38)$$

Como descrito na secção 3.1.2 realizaram-se 6 medições para determinar o caudal volúmico do circuito de água no evaporador obtendo-se o valor médio de 13.2 l/min. As seguintes equações foram usadas para se obter o caudal mássico da água no evaporador:

$$\dot{m}_{e,a} = \dot{V}_{e,a} \times \rho_e \quad (39)$$

Assim as variáveis para determinação do valor de  $\dot{Q}_e$  estão todas definidas, sendo possível o cálculo através da equação:

$$\dot{Q}_{e,a} = \dot{m}_{e,a} \times c_{p,e}(T_{e,e} - T_{e,s}) \quad (40)$$

### 3.6- Análise de incertezas

Nas secções anteriores foram referidas as incertezas específicas a cada instrumento de medição instalado no sistema. O método usado para a análise de incertezas é apresentado no presente subcapítulo, nomeadamente a propagação dos erros nas equações usadas para o cálculo do COP e para a razão de compressão  $r_{cp}$ .

Como referido na secção anterior o COP foi calculado através da expressão:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e,a}}{\dot{Q}_{g,a}} \quad (30)$$

Sendo a sua incerteza absoluta dada por:

$$\delta COP = \sqrt{\left(\frac{\delta COP}{\delta \dot{Q}_{e,a}} \delta \dot{Q}_{e,a}\right)^2 + \left(\frac{\delta COP}{\delta \dot{Q}_{g,a}} \delta \dot{Q}_{g,a}\right)^2} \quad (41)$$

Os termos respetivos às derivadas parciais podem ser determinados pela derivação parcial da equação (10):

$$\frac{\delta COP}{\delta \dot{Q}_{e,a}} = \frac{1}{\dot{Q}_{g,a}} \quad (42)$$

$$\frac{\delta COP}{\delta \dot{Q}_{g,a}} = \frac{\dot{Q}_{e,a}}{(\dot{Q}_{g,a})^2} \quad (43)$$

Por sua vez os erros absolutos relativos ao cálculo do calor transferido entre o evaporador e gerador são dados por:

$$\delta\dot{Q}_{e,a} = \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{Q}_{e,a}}{\delta\dot{m}_{e,a}} \delta\dot{m}_{e,a}\right)^2 + \left(\frac{\delta\dot{Q}_{e,a}}{\delta T_{e,a}} \delta T_{e,a}\right)^2} \quad (44)$$

$$\delta\dot{Q}_{g,a} = \sqrt{\left(\frac{\delta\dot{Q}_{g,a}}{\delta\dot{m}_{g,a}} \delta\dot{m}_{g,a}\right)^2 + \left(\frac{\delta\dot{Q}_{g,a}}{\delta T_{g,a}} \delta T_{g,a}\right)^2} \quad (45)$$

Os termos respetivos às derivadas parciais podem ser determinados pela derivação parcial da potência calorífica:

$$\frac{\delta\dot{Q}_{e,a}}{\delta\dot{m}_{e,a}} = c_{p,e}(T_{e,e} - T_{e,s}) \quad (46)$$

$$\frac{\delta\dot{Q}_{g,a}}{\delta\dot{m}_{g,a}} = c_{p,g}(T_{g,e} - T_{g,s}) \quad (47)$$

## Capítulo 4

### Ensaio Preliminares

O presente capítulo descreve por ordem cronológica o procedimento experimental realizado para a análise do desempenho do ejetor, desde a preparação da instalação até à obtenção dos resultados, referindo algumas dificuldades encontradas e os respetivos métodos de resolução para as mesmas. O presente trabalho foi iniciado em meados de Fevereiro e a obtenção dos resultados só foi possível durante uma semana em Abril e duas em inícios de Junho. Durante a restante parte do tempo, a instalação experimental esteve inoperacional uma vez que a resolução dos imprevistos descritos de seguida, levou à necessidade de remover alguns componentes do sistema para reparação.

#### 4.1- Preparação da instalação

Antes de se iniciarem os testes, foi efetuado primeiramente um isolamento térmico geral à instalação. Dois tipos de isolamento foram usados, uma vez que dependendo da zona da instalação as temperaturas podem atingir valores próximos de 0°C até 120°C. As temperaturas mais elevadas são atingidas no circuito de água proveniente do aquecedor elétrico, pelo que um isolamento térmico especial foi usado nesta zona (termoflex). O isolamento foi colocado de volta das mangueiras do subciclo da fonte térmica de alta temperatura, de forma a fornecer água ao gerador às mais altas temperaturas possíveis. Mesmo com o isolamento colocado, para temperaturas na ordem dos 90°C, verificou-se uma descida de cerca de 5°C entre a saída do aquecedor elétrico até à entrada do gerador.

Um outro tipo de isolamento, próprio para temperaturas mais baixas, foi colocado no subciclo de refrigeração por ejeção com o objetivo de evitar ganhos de calor com o ambiente.

Na saída do ejetor até ao tanque de separação gás-líquido não foi colocado isolamento, uma vez que nesta zona se pretende dissipar calor do refrigerante.

Como referido no capítulo anterior os Termopares e RTD foram calibrados e ligados às respetivas portas do módulo de aquisição de dados. O transdutor de pressão à saída do ejetor foi também montado com especial atenção assim como todas as ligações roscadas entre os componentes foram apertadas e isoladas com fita de Teflon especial, para evitar qualquer fuga do refrigerante durante os ensaios.

## 4.2- Teste de estanquicidade

Os primeiros ensaios foram realizados com o objetivo de assegurar a estanquicidade da instalação. Tal foi necessário uma vez que o fluido refrigerante utilizado é um fluido altamente inflamável e ao mesmo tempo uma fuga indesejada significaria um custo acrescentado da sua utilização e prejudicaria também o seu desempenho.

Na indústria de refrigeração, os componentes e sistemas deverão ser testados previamente para assegurar que as fugas de refrigerante se encontram abaixo dos limites admissíveis. As três fases básicas do teste de estanquicidade são: 1) determinar se existe ou não fuga (deteção), 2) medição da taxa de fuga e 3) localização da fuga [27]. Existem vários métodos e tipos de equipamentos para resolver estes problemas, mas cada caso é único pelo que cada método deverá ser adequado ao sistema a analisar. Para a deteção da taxa de fuga o limite aceitável deverá ser definido consoante o período de funcionamento do sistema e das respetivas regulações e leis do país/localização onde se encontra. Um limite aceitável da taxa de fuga, dependendo do tipo e aplicação do refrigerante, normalmente situa-se nos 15 g/ano para grandes instalações de ar condicionado e 0.5 g/ano para refrigeradores domésticos [27].

A instalação foi enchida com azoto uma vez que é um gás acessível, inerte, não tóxico, bastante seco, não inflamável e dificilmente se dissolve em óleos refrigerantes pelo que é usado para remover gases indesejáveis no sistema [28]. O método usado consistiu em pressurizar o sistema com azoto a ~5 bar, e após um período de estabilização (1 dia), a pressão interna foi monitorizada ao longo do tempo. As quedas de pressão e temperatura foram medidas ao longo de um período de tempo de cerca de 4 dias. A taxa de fuga (g/ano)

pode ser facilmente calculada determinando a variação da massa de azoto existente no sistema. Considerando o volume do sistema ( $V=0.004 \text{ m}^3$ ), a constante de gás do Azoto ( $R=297 \text{ J/kg.K}$ ) e os valores de pressão ( $p$ ) e temperatura ( $T$ ) para cada medição, o valor da massa ( $m$ ) no sistema é calculado através da equação:

$$m = \frac{p \cdot V}{R \cdot T} \quad (47)$$

Após se determinar a variação da massa num período de 4 dias traçou-se a curva característica da mesma, representada na figura 4-1. Através da equação obtida por regressão linear apresentada na figura 4-1, determinou-se a aproximação da taxa de fuga anual, obtendo-se o valor de 17,7 g/ano.

O valor obtido é relativamente elevado, uma vez que ultrapassa o limite de 0,5 g/ano necessário para ser usado em ambiente doméstico. Contudo é pouco mais elevado do que o limite para grandes instalações (15 g/ano) e uma vez que no contexto experimental o espaço laboratorial é constantemente arejado, os níveis de fuga não apresentam grandes perigos.

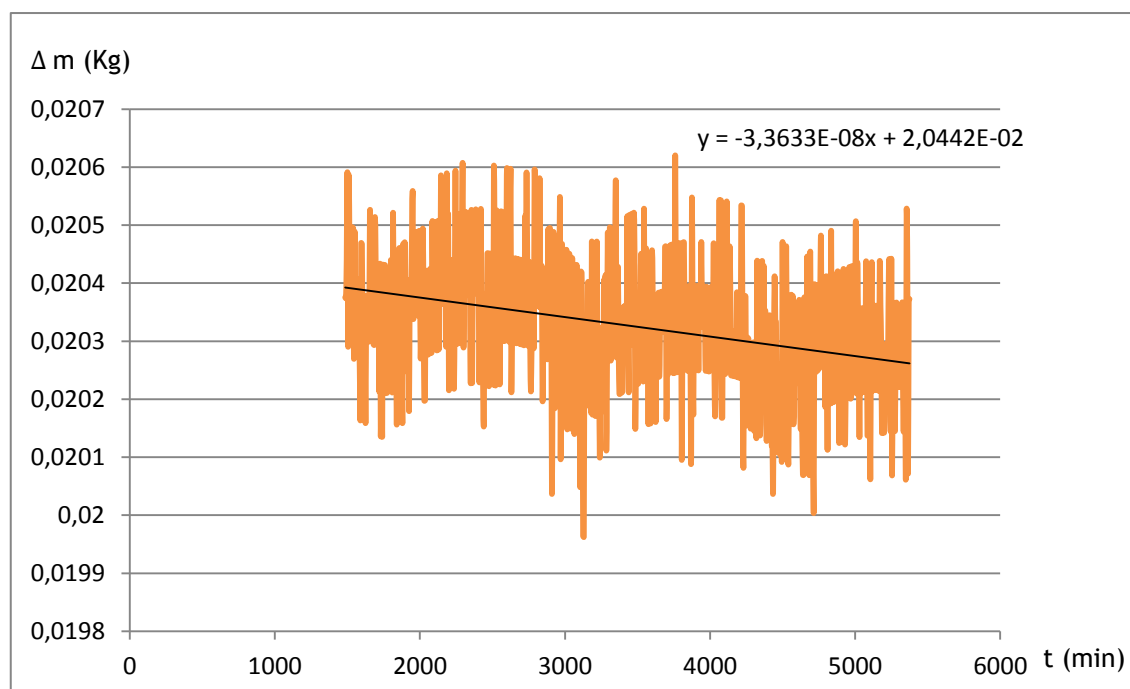


Figura 4-1: Variação da massa de azoto no sistema em função do tempo

Contudo uma vez que o sistema vai ser testado pela primeira vez, diferentes pressões e temperaturas serão atingidas em vários locais da instalação. O que poderá promover o aparecimento de fugas instantâneas em locais de maior gravidade, pelo que uma constante

monitorização do sistema ao longo dos ensaios experimentais foi realizada através de um detetor de gases refrigerantes da Dico Filtro ©, modelo CTR 382. Adicionalmente as ligações entre os componentes foram também molhadas com água e sabão por forma a detetar os locais exatos de possíveis fugas, uma vez que o gás em fuga cria bolhas facilmente visíveis. Após se verificar a estanquicidade do sistema, foi criado vácuo no mesmo e procedeu-se ao enchimento com o refrigerante R600a (Isobutano).

### 4.3- Carregamento da instalação

Antes do sistema poder ser carregado, toda a humidade e ar deverão ser eliminados dos componentes através da criação de vácuo no sistema. Para tal, os seguintes passos foram tomados:

- 1) Ligar a bomba de vácuo ao conjunto de manómetros, mangueira amarela da figura 4-2, e confirmar que as válvulas de alta e baixa pressão estão fechadas.
- 2) Ligar a mangueira de baixa pressão (azul) à válvula de descarga do sistema.
- 3) Abrir a válvula de descarga do sistema para que o vácuo criado pela bomba comece a recolher o azoto.
- 4) Continuar com a bomba de vácuo ligada até que o manómetro da mesma meça 0 bar absolutos, significando que o vácuo foi obtido no sistema.

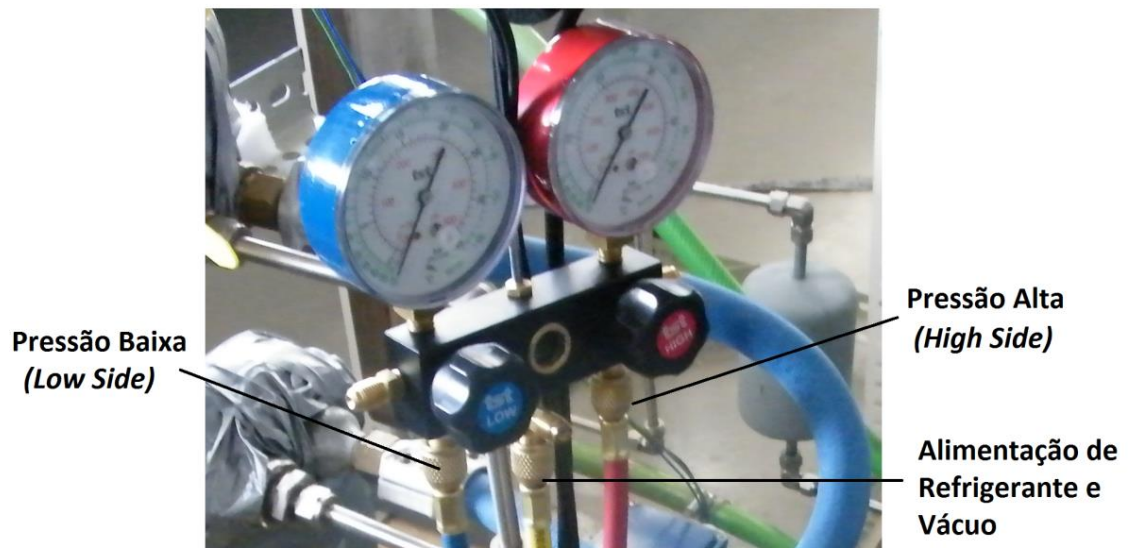


Figura 4-2: Conjunto de manómetros usado para criação de vácuo no sistema

A primeira etapa do procedimento de carregamento da instalação com o fluido refrigerante passa pela análise ao circuito de arrefecimento, por forma a determinar a quantidade necessária de refrigerante a introduzir. Primeiramente determinam-se quais as pressões de

trabalho que se pretendem consoante o dimensionamento prévio do sistema, nomeadamente no gerador, condensador e evaporador.

Após o cálculo do volume completo de tubo para cada zona de pressão, calcula-se a massa volúmica desejada do refrigerante, correspondente ao estado líquido e gasoso. Por fim multiplica-se o volume de tubo de cada uma das três pressões pelo valor respetivo da massa volúmica de refrigerante pretendida, obtendo-se o valor da massa de refrigerante necessária. No sistema a analisar o valor determinado foi de cerca de 1 kg de R600a, pelo que através do procedimento referido de seguida, procedeu-se ao enchimento de 1 kg de R600a no subciclo de arrefecimento.

Procedeu-se de seguida ao carregamento por alta pressão (líquido) da instalação com o fluido R600a (Isobutano). O enchimento teve que ser realizado com o refrigerante no estado líquido uma vez que a válvula de descarga se situa na saída da bomba que opera apenas com fluido líquido. A instalação de carregamento pode ser observada na figura 4-3.

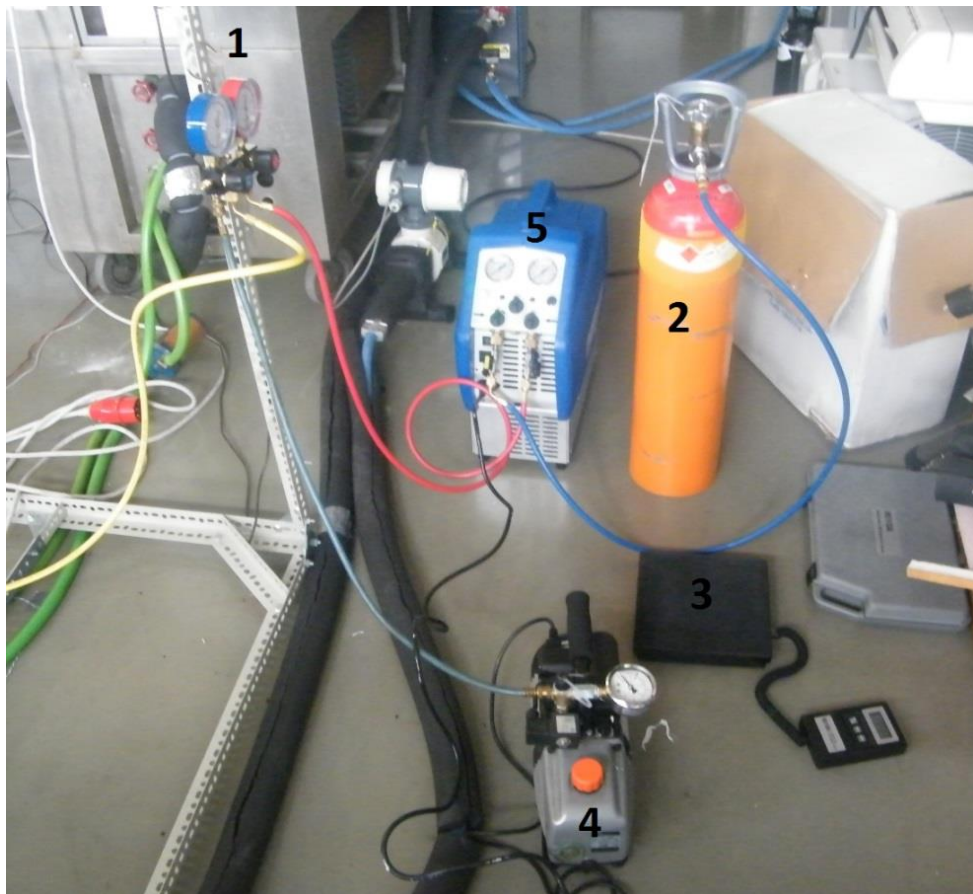


Figura 4-3: Instalação para carregamento e vácuo no circuito de refrigeração.

Legenda: 1) conjunto de manómetros, 2) garrafa de refrigerante R600a, 3) balança eletrónica, 4) bomba de vácuo, 5) bomba de recuperação.

O carregamento da instalação realizou-se através das seguintes etapas:

- 1) Garantir que todas as válvulas estão fechadas e ligar a garrafa de refrigerante ao à bomba de recuperação, que por sua vez está ligada ao conjunto de manómetros pela válvula de alta pressão (vermelho);
- 2) Colocar a garrafa de refrigerante em cima da balança eletrónica e registar o valor. Uma vez que a bomba de recuperação garante uma pressão elevada na saída da garrafa de refrigerante, não haverá necessidade de a colocar ao contrário;
- 3) Ligar a válvula de serviço do sistema de refrigeração à válvula do meio do conjunto de manómetros (mangueira amarela);
- 4) Abrir a válvula de serviço do sistema de refrigeração assim como a válvula da garrafa de refrigerante e de entrada na bomba de recuperação;
- 5) Abrir lentamente a válvula de saída da bomba de recuperação e registar a variação da massa na garrafa de refrigerante através da leitura na balança.

#### 4.4- Procedimento de arranque da instalação e plano de ensaios

O arranque da instalação foi iniciado com a posição 0 mm do NXP, ou seja, com a restrição máxima à passagem de caudal secundário pelo ejetor. Desta forma, ao ligar a bomba o fluido de trabalho circula apenas no circuito primário, entrando no bocal primário do ejetor, condensando no condensador e voltando à sua posição ideal através da bomba e gerador. Assim que o caudal primário atinge pressões elevadas à entrada do gerador, nomeadamente na ordem dos 10 bar, o NXP é aberto. Tal resulta numa queda de pressão medida no evaporador, devida à expansão do refrigerante à saída do bocal primário no ejetor, o que por sua vez promove a passagem de caudal pelo circuito secundário do ejetor. Tentou-se ao máximo obter condições operativas estáveis, nomeadamente temperaturas e pressões constantes no gerador, evaporador e condensador. Este controlo foi realizado através duma combinação entre alterações da frequência da bomba e regulações da válvula de expansão. Após se estabilizarem as condições operativas, foram realizados dois conjuntos de experiências distintas. Primeiramente foi estudada a influência da posição de saída do bocal primário do ejetor (NXP) no ciclo de refrigeração, nomeadamente na razão de compressão do ejetor. Após se conhecer a posição ótima do NXP para determinadas condições operativas, alterou-se a posição do *spindle* mantendo-se constante o NXP.

Após se obterem os resultados e para fins do presente trabalho, ambas as curvas da razão de compressão em função da posição do *NXP* e do *Spindle* foram obtidas, assim como a curva do COP em função da posição do *Spindle*. Uma posterior análise e discussão sobre as mesmas serão apresentadas no próximo capítulo assim como uma comparação dos valores com os esperados pela bibliografia existente.

## 4.5- Apresentação e resolução de imprevistos gerais

Os problemas que ocorreram durante os testes preliminares na instalação experimental, serão discutidos nesta secção assim como uma descrição das soluções usadas para resolver os mesmos. Estes problemas não foram relacionados diretamente com o protótipo do ejetor de geometria variável, mas sim com os restantes componentes do ciclo, e com alguns dos instrumentos utilizados. A resolução dos problemas levou à necessidade da alteração da instalação.

### 4.5.1- Condensador

No início dos ensaios um dos problemas ocorridos foi o facto de haver falta de líquido no separador gás-líquido, uma vez que a bomba não pode funcionar com vapor como visto na secção 3.2.2, o que levou à necessidade de interrupções frequentes no funcionamento do ciclo. Pelo que era praticamente impossível atingir condições de equilíbrio no sistema durante um período de tempo aceitável. O condensador parecia não conseguir condensar o fluido de trabalho e assim que se aproximava o perigo de vapor saturado entrar na bomba, esta era desligada. Uma das hipóteses discutidas foi o facto de o fluido à saída do condensador estar a um nível inferior em relação ao separador gás-líquido, como representado na figura 4-4 através das linhas a tracejado (representando a posição inicial do condensador) e as linhas azuis (representando as linhas de fluido), o que seria o suficiente para impedir a fase líquida de circular devido à ação da gravidade. Uma alteração ao sistema foi realizada de forma a colocar o tubo à saída do condensador a um nível de altura sempre superior até à entrada do separador. Após esta modificação, não se voltou a verificar o mesmo problema e o separador gás-líquido apresentou níveis estáveis durante períodos de tempo bastante mais longos.

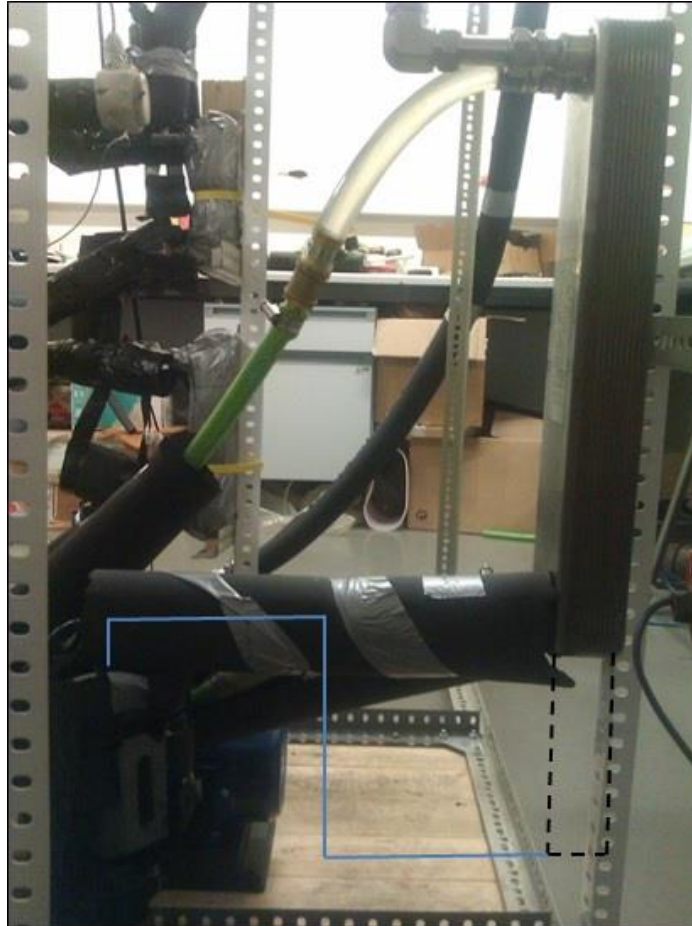


Figura 4-4: Fotografia da posição do condensador final e representação da posição inicial (tracejado).

#### 4.5.2- Caudalímetro

Nos primeiros ensaios realizados ambos os caudalímetros apresentaram ruídos extremamente elevados aquando do seu funcionamento, nomeadamente durante a passagem de caudal pelos mesmos. O ruído era cíclico e quer a frequência quer a magnitude do som coincidia com o aumento do caudal e correspondia também a uma leitura digital bastante inconstante pelo módulo de aquisição de dados. O que impossibilitou por completo o registo dos caudais. Três hipóteses foram propostas como possíveis causas: o cotovelo da tubagem a jusante do caudalímetro perturbar o escoamento e influenciar o equilíbrio de forças do float, uma possível má colocação do float pelo fabricante e a necessidade de colocar uma válvula reguladora de pressão. Um dos caudalímetros foi retirado do sistema por forma a verificar com maior detalhe possíveis explicações. Após não se verificar visualmente nenhum defeito aparente no interior do caudalímetro, procedeu-se a um ensaio com ar comprimido, uma vez que o ar comprimido da rede do laboratório é fornecido com caudal constante e a pressão pode ser regulada. O caudalímetro apresentou o mesmo problema para o ar comprimido.

Após se discutir com o fabricante possíveis soluções chegou-se à conclusão que o problema residia no facto de o caudalímetro não possuir um sistema de amortecimento no float (*damping piston*) que deveria ter sido incluído para medições de gases. A figura 4.5a representa um esquema da vista explodida do caudalímetro sem *damping* a figura 4.5b com *damping*.

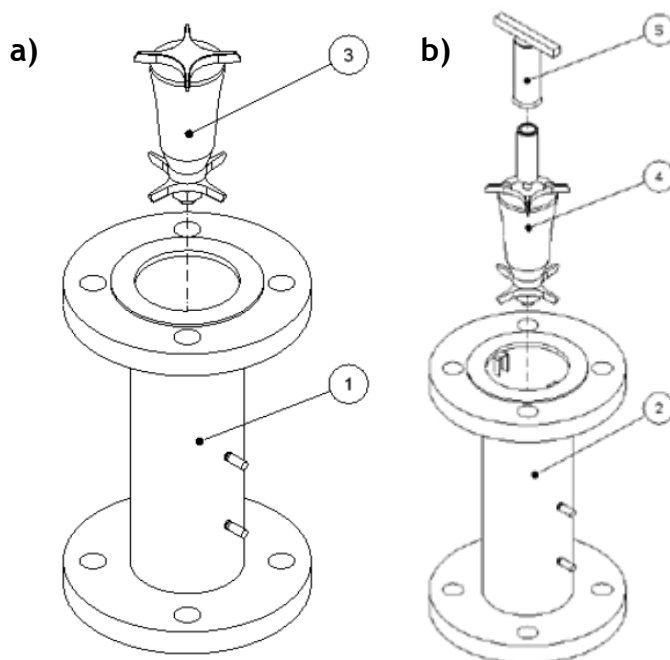


Figura 4-5: a) Caudalímetro sem damping; b) caudalímetro com damping.

Legenda: 1) Corpo do caudalímetro, 2) Corpo do caudalímetro com bloqueio de damper, 3) flutuador, 4) flutuador com amortecedor, 5) amortecedor de gás

Ambos os caudalímetros foram devolvidos para modificação para a Alemanha. Uma vez substituídos de novo no sistema ambos os caudalímetros funcionaram apenas durante alguns testes. A dada altura o caudalímetro situado após o evaporador (ver figura 3-5) bloqueou numa posição do indicador relativamente a meio do mostrador. A passagem do caudal pareceu não ter sido influenciada, contudo o sinal de medição manteve-se fixo no mesmo valor impossibilitando qualquer leitura do caudal secundário. Durante os ensaios seguintes, uma nova passagem de caudal pelo caudalímetro criou uma segunda subida do indicador do caudal ficando bloqueada no valor máximo. Várias hipóteses foram discutidas e o fabricante foi de novo contactado a fim de solucionar o problema. Uma das hipóteses prováveis é o “*measuring ring*” se ter deslocado e ficado preso, impedido o float de descer. Uma nova desmontagem do caudalímetro terá que ser necessária de forma a averiguar qual o problema. Devido à leitura do caudal secundário estar impossibilitada até que o presente problema seja resolvido, a análise preliminar do desempenho do ejetor ficou comprometida, uma vez que a taxa de sucção não se pôde determinar. O procedimento para cálculo do COP também teve que ser reajustado como discutido na secção 3.5.3.

### 4.5.3- Bomba

Durante os ensaios preliminares, os caudalímetros resultaram numa vibração intensiva da instalação toda, por causa desta vibração o sistema experimental esteve sujeito a tensões nas zonas de juntas entre componentes. Tal deve ter sido a principal causa de uma fuga encontrada na saída do tubo da bomba (pressão alta). Na figura 4-6 pode-se observar a fuga através da formação de bolhas de gás na água com sabão colocada.



Figura 4-6: Água com sabão a reagir à fuga de gás na bomba

O facto de a bomba ter um defeito de fabrico possivelmente ajudou a que as tensões se concentrassem na rosca do tubo de ligação. Este defeito refere-se a um desvio da direção horizontal da entrada e saída dos tubos de fluido da bomba, facilmente observado na figura 4.7. A bomba foi de novo reparada com calços dispostos de forma reforçadamente cuidada para garantir a horizontalidade pretendida.



Figura 4-7: Fotografia da bomba com realce do declive dos de entrada e saída.

Após a nova montagem da bomba verificou-se de novo a estanquicidade do sistema com azoto. Contudo a certa altura um som agudo proveniente da bomba é ouvido e um teste de fuga é realizado à sua volta. Uma fuga é detetada com água e sabão na flange da bomba, como se pode observar na figura 4.8, e a bomba é de novo retirada. Após se consultar o fabricante e várias tentativas de se apertar da melhor forma a bomba, concluiu-se que o problema foi devido ao o-ring interno não ser adequado ao refrigerante usado. Tal levou a uma interrupção adicional nos ensaios, uma vez que um o-ring adequado teve que ser enviado assim como um guião de montagem. Após a chegada do o-ring foi feita a substituição na bomba e de novo a sua montagem na instalação.

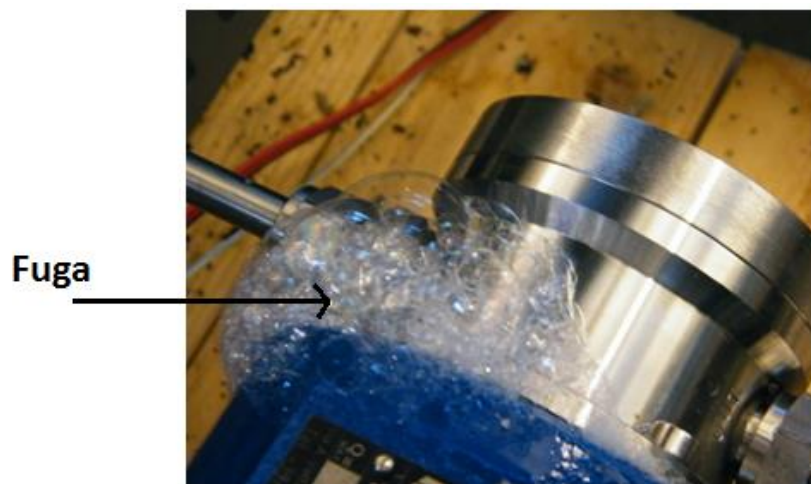


Figura 4-8: Água com sabão a reagir à fuga de gás na flange da bomba.

#### 4.5.4- “Chiller” e Aquecedor Elétrico

Durante os ensaios experimentais observou-se que o aquecedor elétrico e o *chiller* não dispõem de capacidade suficiente para responder à potência necessária de manter o sistema a funcionar em regime permanente em todas as condições operativas. Resultando num aumento da variação da temperatura da água na entrada do condensador e gerador durante os ensaios.

Como referido no capítulo anterior o chiller dispõe de um tanque de arrefecimento de cerca de 150 litros (ver secção 3.1.3). Contudo a potência frigorífica do mesmo (1254 W) não é suficiente para manter uma temperatura constante, de por exemplo cerca de 22°C, na entrada do permutador do condensador.

Para ultrapassar esta limitação, gelo foi sendo criado no congelador e assim que a temperatura do *chiller* começasse a aumentar este era introduzido no tanque.

Uma solução para ultrapassar esta limitação seria arrefecer o condensador com água da torneira, mas uma vez que constituiria um consumo demasiado elevado de água canalizada foi deixada como último recurso.

A potência de 6000 W do aquecedor elétrico, que fornece água a elevadas temperaturas (>90°C) ao permutador do gerador, também mostrou ser inferior à necessária. Uma vez que se verificou uma diminuição da temperatura da água na entrada do gerador ao longo dos ensaios. Assim que as temperaturas baixas são conseguidas no evaporador o gerador começa a não conseguir aquecer o fluido refrigerante para as temperaturas pretendidas. O presente problema a nível futuro não será muito relevante uma vez que a potência do gerador pode ser aumentada com o aumento do número de painéis solares necessários.

## Capítulo 5

### Resultados Experimentais e Discussão

Após se conseguir o arranque da instalação e se atingirem as condições mais estáveis possíveis, foram realizados três conjuntos de experiências distintas. Primeiramente foi estudada a influência da posição de saída do bocal primário do ejetor (NXP) no ciclo de refrigeração, nomeadamente na taxa de compressão. Após se conhecer a posição ótima do NXP para determinadas condições operativas, alterou-se a posição do *spindle* mantendo-se constante o NXP por forma a analisar o valor do COP. Por fim foi testada a influência da posição do *spindle* no caudal primário para uma temperatura constante do gerador. No presente capítulo são apresentados os resultados obtidos em cada uma das experiências assim como uma discussão crítica associada a cada teste.

Os resultados foram obtidos através de várias medições com um período de 10 segundos e são apresentados nas secções seguintes como valores médios de uma amostra significativa dos mesmos. Sendo os valores da temperatura do gerador ( $T_g$ ) os medidos pelo RTD à saída do gerador e os da temperatura do evaporador ( $T_e$ ) os medidos pelo RTD à saída do evaporador. Os valores da temperatura do condensador ( $T_c$ ) correspondem à temperatura de condensação do fluido R600a para a pressão medida pelo transdutor à saída do ejetor, determinados através da biblioteca do EES (F-Chart EUA).

## 5.1- Efeito da secção de saída do bocal primário

Para a determinação da posição ótima do NXP foram realizados quatro testes independentes, os três primeiros com o *spindle* completamente aberto (10mm), ou seja, com restrição mínima à passagem de fluido primário pelo bocal primário, e um último com o *spindle* a 6mm para comparação. Os testes foram realizados para diferentes temperaturas do gerador tentando manter os valores constantes para as restantes condições de operação, nomeadamente a temperatura do condensador. De notar que durante estes primeiros testes o banho térmico da fonte fria esteve desligado e portanto não houve circulação de caudal de água no circuito do evaporador. Pelo que a posição ótima do NXP desejada deverá corresponder à pressão mínima atingida pelo fluido refrigerante no evaporador, uma vez que significa uma maior razão de compressão ( $r_{pc}$ ) e um maior caudal no secundário. A posição do NXP de 0 mm corresponde ao deslocamento máximo do bocal primário no sentido da câmara de mistura no ejetor estudado (ver figura 3-6), restringindo completamente a passagem do caudal secundário. Nas condições iniciais a temperatura do refrigerante no evaporador é igual à do ambiente, pelo que a abertura do NXP deverá ser iniciada após se atingir a pressão de evaporação no circuito secundário. Para uma temperatura ambiente de 25°C a pressão de saturação do refrigerante é de 3,5 bar.

O primeiro teste (Teste 1) foi realizado alterando gradualmente a posição do NXP entre 0mm a 6mm para uma frequência de 50Hz da bomba e tentando manter a temperatura do gerador na gama dos 70°C e do condensador na dos 24°C. A variação da razão de compressão ( $r_{pc}$ ) com a posição do NXP está apresentada na figura 5-1.

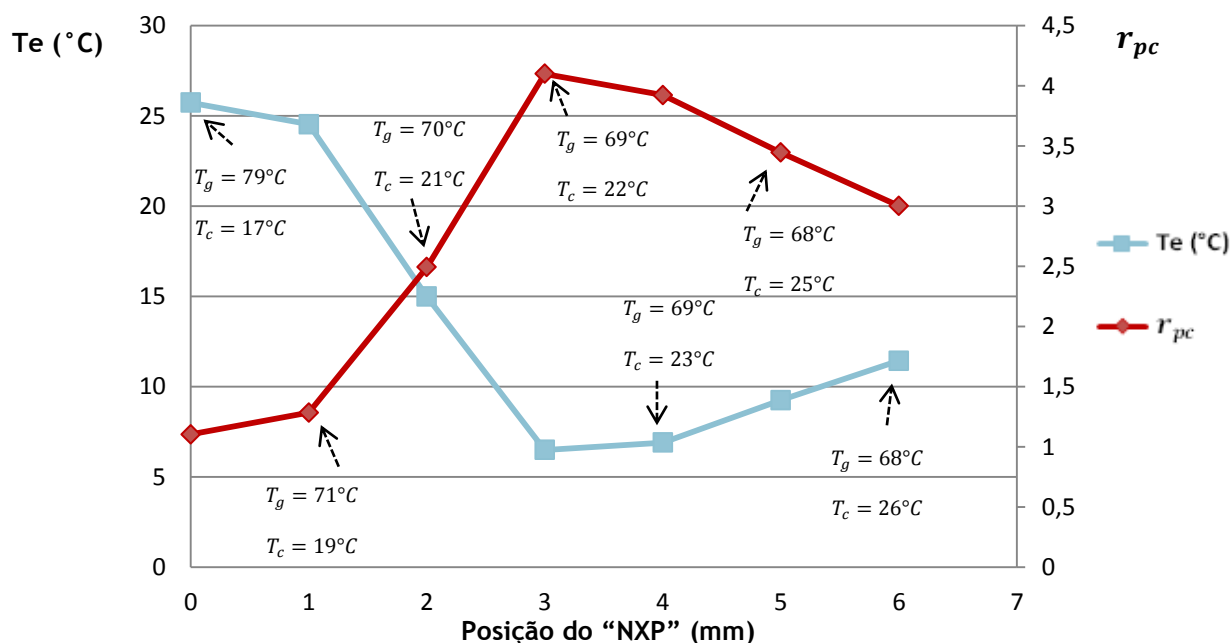


Figura 5-1: Temperatura e razão de compressão em função da posição do "NXP" - Teste 1.

Como se pode verificar as temperaturas constantes no gerador e condensador foram difíceis de alcançar, pelo que os resultados obtidos apresentam uma variação gradual de cerca de 3°C para o gerador e de 7°C para o condensador ao longo do ensaio, como observado na figura 5-1. Como já foi referido, tal variação está relacionada com a capacidade do aquecedor elétrico e do “chiller” não ser suficiente para manter o equilíbrio de temperaturas nos permutadores. Os valores correspondentes ao primeiro ponto (0mm) podem ser desprezados uma vez que representam o estado inicial do sistema (sem caudal secundário) e a influência do ciclo de refrigeração ainda não se fez sentir. A curva da razão de compressão do fluido secundário do Teste 1 apresenta valores claramente mais elevados para posições do *NXP* em 3mm, correspondendo a um valor de 4,1 e temperatura de 6,5°C à saída do evaporador. Uma continuação da abertura do *NXP* até os 6 mm resulta numa diminuição gradual da razão de compressão até o valor de 3. Verifica-se portanto que para temperaturas aproximadas de 70°C no gerador e de 23°C no condensador (média dos valores obtidos para cada posição do *NXP* - figura 5-1) e sem carga no evaporador, a posição ótima do *NXP* corresponde a 3 mm.

Para o segundo teste (Teste 2) tentou-se repetir as condições de operação do Teste 1, aumentando apenas a temperatura do gerador em 10°C de forma a verificar a influência da mesma na posição ótima do *NXP*. Em resposta à limitação da capacidade observada no aquecedor elétrico e no *chiller* durante o primeiro teste, o segundo foi realizado com uma redução da frequência da bomba entre as posições do *NXP* medidas por forma a estes recuperarem a temperatura desejada de 80°C para o gerador e de 24°C para o condensador. Adicionalmente também se alterou a posição do *NXP* para 0mm entre as medições das diferentes posições de forma a se atingirem resultados o mais independentes possíveis. Infelizmente as temperaturas do condensador e gerador não se mantiveram constantes até ao final do ensaio, pelo que os resultados obtidos estão apresentados até à posição de 3 mm do *NXP*, ver figura 5-2. Os valores foram medidos para posições do *NXP* de 2mm e 3mm uma vez que o Teste 1 apontou esta gama de valores como a ótima. A razão de compressão e a temperatura do evaporador encontram-se representadas na figura 5-2.

Observa-se que para este novo ensaio (Teste 2) a posição do *NXP* para 3 mm é de novo a ótima, correspondendo à razão de compressão mais elevada. Para a posição de 2 mm a temperatura do condensador praticamente não variou em relação ao Teste 1 (~1°C), pelo que se observa um aumento de 0,4 no  $r_{pc}$  correspondendo a um aumento de 7°C da temperatura do gerador (70°C para 77°C). Tal indica que um aumento da temperatura do gerador corresponde a um aumento de  $r_{pc}$ . Uma vez que a pressão do condensador praticamente não variou (3,13 bar para 3,17 bar), o aumento do  $r_{pc}$  está relacionado unicamente com a diminuição da pressão no evaporador.

Como visto anteriormente, uma diminuição da pressão do evaporador resulta num aumento do caudal mássico secundário. Uma vez que este aumento do caudal corresponderá a um aumento da razão de sucção ( $\lambda$ ), pode-se confirmar que o aumento da temperatura do gerador resultou num aumento do desempenho do ejetor como previsto por Sun [12].

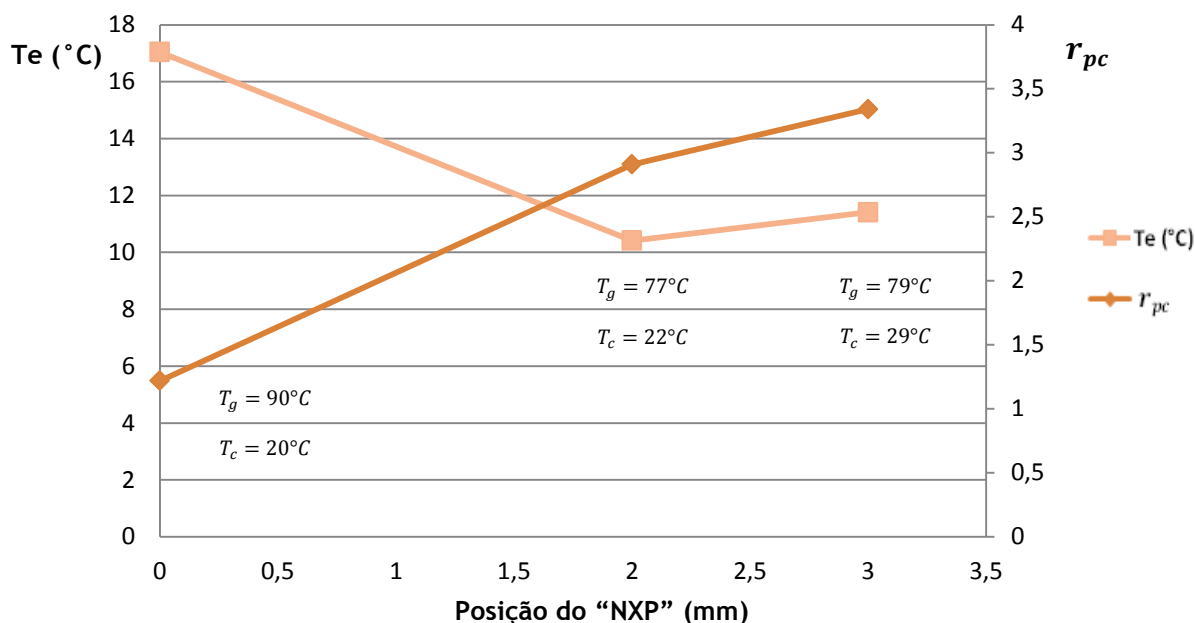


Figura 5-2: Temperatura e razão de compressão em função da posição do "NXP" - Teste 2.

Contudo, para a posição de 3 mm do NXP um aumento de 10°C no gerador (69°C para 79°C) entre o Teste 1 e o Teste 2 não correspondeu a um aumento da razão de compressão, mas sim a uma diminuição (4,1 para 3,3). Tal poderá ser devido ao facto de a variação da temperatura do condensador ter sido relativamente elevada (22°C para 29°C). Uma comparação entre as posições de cada teste parece portanto indicar que um aumento da temperatura do condensador corresponde a uma diminuição de  $r_{pc}$ . Analogamente ao referido para o gerador, confirma-se uma diminuição do desempenho do ejetor com o aumento da temperatura do condensador, como previsto por Sun [12].

Por outro lado, a temperatura do evaporador foi mais baixa para a posição de 2 mm no Teste 2 (10°C) do que a do Teste 1 para a mesma posição (15°C). De notar que o circuito do subciclo da fonte de baixa temperatura está desligado, pelo que a temperatura do evaporador corresponde diretamente a uma baixa pressão no secundário. Este facto aliado à pequena variação da razão de compressão entre a posição de 2 mm e 3 mm do NXP no Teste 2, comparada com a clara diferença observada no Teste 1, parece indicar que a posição ótima do NXP tende para a posição de 2 mm.

Tal significaria uma relação entre o aumento da restrição na passagem de caudal secundário com o aumento da temperatura do gerador, de forma a manter o melhor desempenho do ejetor. Tais resultados coincidem com os obtidos por Sun [12], que também estudou o efeito da temperatura do gerador na geometria ótima do ejetor, concluindo uma ligeira diminuição da posição do NXP para um aumento da temperatura do gerador (cerca de 2 mm por cada 10°C).

Também foi observado na ficha de resultados um aumento bastante acentuado das temperaturas do condensador, de 24°C para 28° num minuto, ao aumentar a velocidade da bomba após o procedimento de deslocar o NXP entre as medições para a posição de 0mm. Pelo que o método de diminuir a velocidade da bomba entre ensaios poderá ajudar no prolongamento do ensaio mas não é suficiente. Confirma-se portanto mais uma vez que o *chiller* e aquecedor elétrico não têm capacidade necessária para as condições ensaiadas, pelo que um procedimento de medições adequado foi usado. Nomeadamente aumentar significativamente a temperatura do aquecedor elétrico e diminuir a do *chiller* relativamente às pretendidas. Desta forma consegue-se uma gama de resultados o mais abrangente possível e após a análise da mesma retiram-se os valores pretendidos mais constantes possíveis.

Por forma a confirmar os resultados obtidos e as relações referidas um novo teste foi realizado para uma gama maior de valores do NXP. Para o Teste 3 a temperatura do gerador foi aumentada para uma desejada de 90°C. A razão de compressão e temperatura do evaporador encontram-se representadas na figura 5-3.

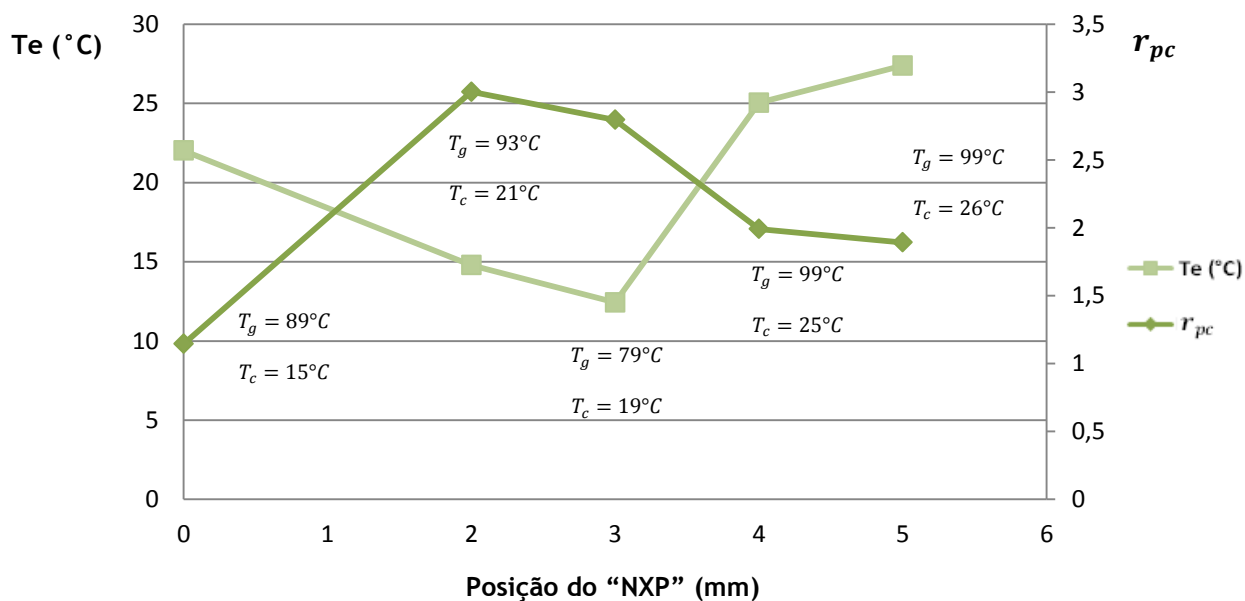


Figura 5-3: Temperatura e pressão do fluido secundário em função da posição do "NXP" - Teste 3.

A posição de 3 mm do *NXP* foi a primeira a ser medida e a temperatura do condensador aumentou gradualmente durante todo o ensaio. Através de uma análise dos três primeiros testes, é possível observar que a posição ótima do *NXP* se encontra entre 2 a 3 mm.

Contudo, a previsão de que o aumento da temperatura do gerador resultaria num deslocamento da posição ótimo do *NXP* para os 2 mm foi confirmada. Uma vez que a razão de compressão atinge o valor máximo para os 2 mm.

De forma a se conseguir um valor mais refinado realizou-se também um teste (Teste 4) para posições do *NXP* de 2,5; 3 e 3,5mm (figura 5-4). A posição do *spindle* foi também alterada para 6 mm no Teste 4 de forma a comparar com os testes anteriores e verificar a sua influência na razão de compressão.

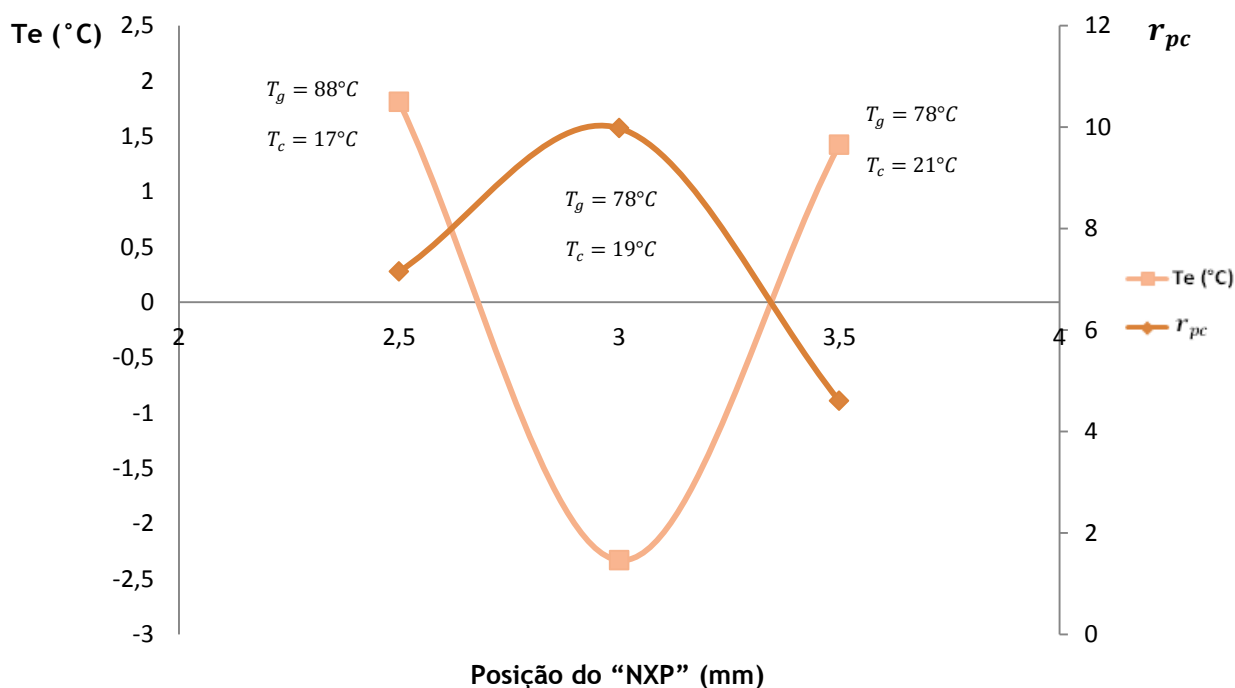


Figura 5-4: Temperatura e pressão do fluido secundário em função da posição do "NXP" - Teste 4.

O aquecedor elétrico foi acionado de forma a se conseguirem temperaturas de 80°C no gerador. Os valores da razão de compressão e temperatura no evaporador encontram-se representados no gráfico da figura 5-4. O Teste 4 apresenta o valor de 3 mm como ótimo, sendo o valor correspondente da razão de compressão de 9,9. Através da comparação do teste 4 com o teste 3 é possível verificar que um deslocamento da posição do *spindle* de 10 mm para 6 mm, para as mesmas condições de operação, resulta num aumento significativo da razão de compressão. Para a posição de 3mm do *NXP* a razão de compressão aumentou de 2,8 no Teste 3 para 9,9 no Teste 4.

## 5.2- Efeito da posição do *Spindle*

Na presente secção são apresentados os resultados obtidos em vários testes realizados para temperaturas do gerador na ordem dos 90°C e do condensador na ordem dos 20°C. O banho térmico da fonte fria foi ligado e mantido a uma temperatura constante de 15°C. Foi verificado através de uma análise das folhas de resultados que a temperatura de entrada de água no evaporador manteve-se praticamente sempre constante (~15°C). Os valores da temperatura do condensador ( $T_c$ ) referentes ao presente conjunto de ensaios serão os medidos pelo termopar à saída do condensador. As curvas do COP e da razão de compressão, respetivas aos diferentes testes realizados encontram-se de seguida juntamente com uma breve discussão dos resultados obtidos em cada um. O COP foi determinado através do método definido na secção 3.5.3 pela equação 10 e as potências caloríficas no gerador e evaporador pelas equações 26 e 31, respetivamente.

Uma abertura do *spindle* (sentido do deslocamento de 0mm para a de 10 mm) significa uma diminuição de  $r_A$ , o que geralmente resulta numa diminuição da razão de sucção e aumento da contrapressão no condensador [29]. O seu valor ótimo é fortemente afetado pelas condições de operação aplicadas e pode ser definido como o valor de  $r_A$  que permite o ejetor trabalhar no ponto crítico.

Para o Teste 5 o *spindle* foi deslocado entre 5 e 6 mm diminuindo a razão de áreas do ejetor ( $r_A$ ). Na tabela 5-1 estão apresentados os valores para este ensaio, onde se verifica que a razão de compressão é relativamente mais baixa para a posição de 6 mm do *spindle*, apesar de a diferença não ser muito significativa (-0,2). O Teste 5 também não parece ser muito claro no que respeita à posição ótima do *Spindle* em relação ao COP, uma vez que a variação do COP entre estes dois valores é da ordem dos 0.02.

Tabela 5-1: Valores do COP e  $r_{pc}$  para as diferentes posições do *spindle*- Teste 5.

Spindle (mm)	NXP (mm)	$T_g$ (°C)	$T_c$ (°C)	$T_e$ (°C)	COP	$r_{pc}$
5	3	91,7	19,1	15,9	0,0463	2,567
6	3	85,8	21,9	15,2	0,0695	2,388

Uma vez que os valores de COP obtidos no teste 5 foram relativamente baixos, os próximos testes realizaram-se para posições mais fechadas do *spindle*.

Para o Teste 6 o *spindle* foi deslocado entre entre 4 e 5 mm, diminuindo de novo a razão de áreas do ejetor. Os resultados obtidos estão apresentados na tabela 5-2 e gráfico 5-5.

Tabela 5-2: Valores do COP e  $r_{pc}$  para as diferentes posições do *spindle*- Teste 6.

Spindle (mm)	NXP (mm)	$T_g$ (°C)	$T_c$ (°C)	$T_e$ (°C)	$r_{pc}$	COP
4	3	85	12,6	12,2	1,931	0,269
4,2	3	84,8	14,5	12,4	2,045	0,243
4,4	3	87	15,6	12,9	2,028	0,172
4,6	3	86,8	17,4	14,2	1,966	0,117
4,8	3	85,8	19	14,5	2,022	0,081
5	3	85,9	20,4	14,8	2,083	0,061

A temperatura do gerador de 85°C manteve-se relativamente constante ao longo do Teste 6. Contudo a temperatura do condensador variou de 12,6°C para 20,4° entre o deslocamento do spindle de 4 a 5 mm. De acordo com Varga et al [29], testes numéricos para um ejetor de razão de áreas variável a trabalhar com fluido R600a e temperaturas do gerador de 80°C, prevêem uma diminuição da razão de sucção com o afastamento do *spindle* (diminuição da razão de áreas). Uma vez que o teste 6 foi realizado para condições algo semelhantes ( $T_g = 85^\circ\text{C}$ ) e uma vez que o COP é diretamente proporcional à razão de sucção, é de esperar uma diminuição do COP com o afastamento do spindle (4 mm para 5 mm). Na figura 5-5 é possível observar a diminuição do COP de 0,268 para 0,05 entre as posições de 4 mm e 5 mm do *spindle*, o que vai ao encontro esperado.

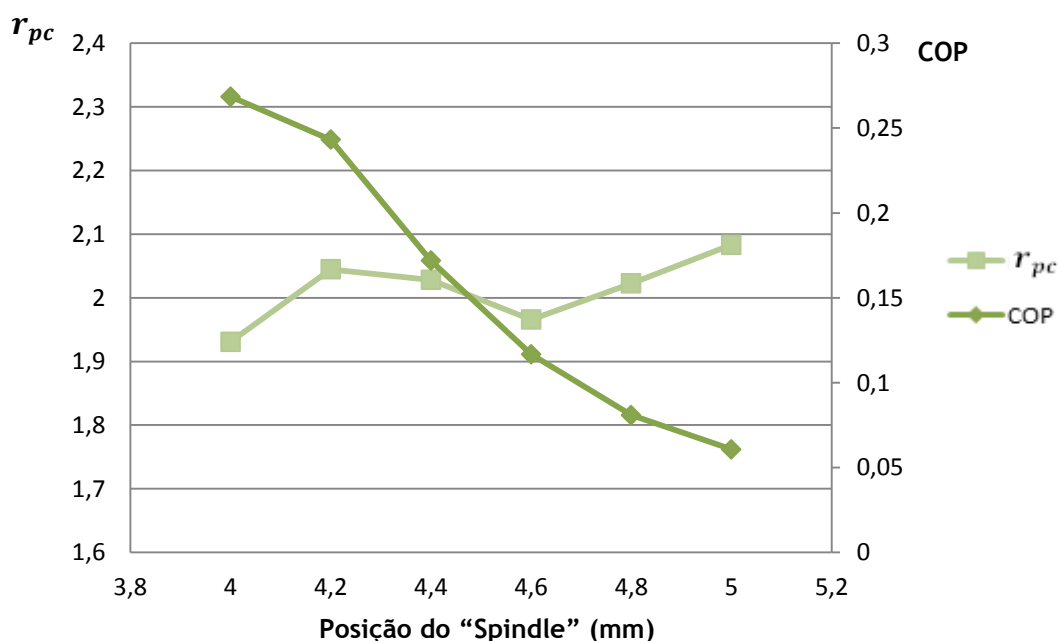


Figura 5-5: Razão de compressão e COP em função da posição do *Spindle*. -Teste 6

Uma vez que o valor do COP para valores próximos de 5 mm apresentou valores bastante baixos, possivelmente devido ao facto de a razão de compressão ter atingido valores demasiado elevados (~2,1), correspondendo a pressões de compressão também elevadas (~3 bar), o que poderá significar uma operação do ejetor após o ponto crítico (ver figura 2-8). Tal implicaria uma descida repentina no valor da razão de sucção e por sua vez no COP, assim que a pressão crítica no condensador fosse alcançada, o que parece não ser o caso. Contudo, a descida gradual do COP ao longo de todo o deslocamento do *spindle* parece ser também consistente com o aumento gradual da temperatura do condensador ao longo do ensaio. Como se pode observar na tabela 5-3, a variação da temperatura do condensador de 12,6°C até 20,4°C para a posição de 4 mm e 5 mm do *spindle*, respetivamente. Tal poderá ter acentuado a descida COP, o que seria plausível uma vez que um aumento da temperatura do condensador baixa o valor do COP [12].

Novos ensaios foram realizados nomeadamente o Teste 7 em que se variou a posição do *spindle* entre 3,8 e 4,8 mm, promovendo de novo a diminuição de  $r_A$ . A tabela 5-3 e a figura 5-6 apresentam os valores obtidos do COP e  $r_{pc}$  em função da posição do *spindle*.

Tabela 5-3: Valores do COP e  $r_{pc}$  para as diferentes posições do *spindle*- Teste 7.

Spindle (mm)	NXP (mm)	$T_g$ (°C)	$T_c$ (°C)	$T_e$ (°C)	$r_{pc}$	COP
3,8	3	85,6	14,5	14,2	1,652	0,077
4	3	89,4	15,3	14,6	1,66	0,054
4,5	3	87,5	18	14,1	2,199	0,097
4,6	3	86,6	16,9	14,7	1,923	0,096
4,8	3	87,2	15,4	13,5	1,906	0,13

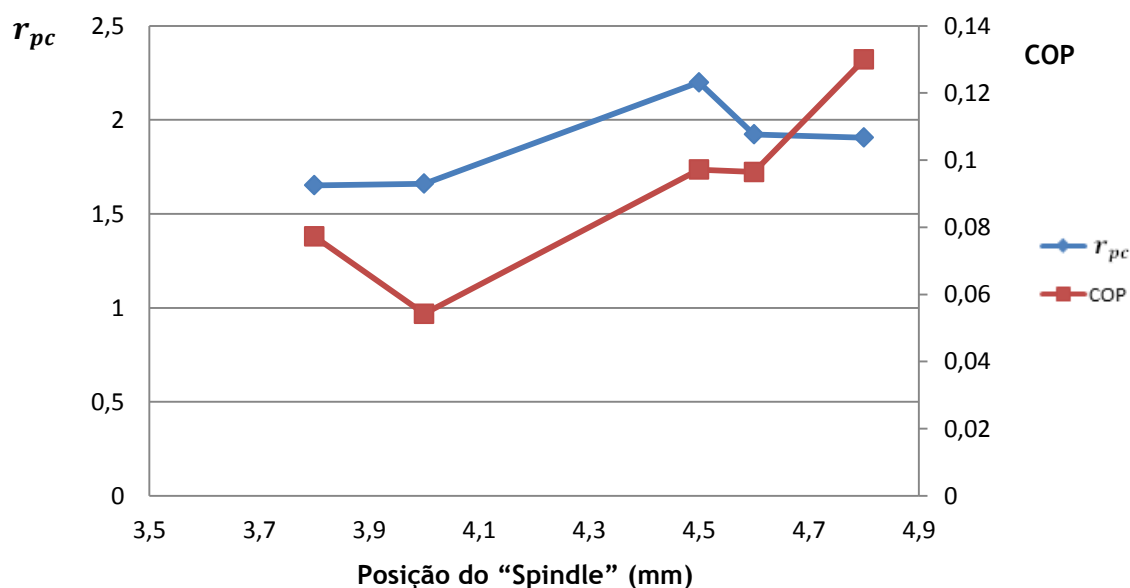


Figura 5-6: Razão de compressão e COP em função da posição do *Spindle*. -Teste 7

Através de uma análise da figura 5-6 é possível verificar que o COP aumenta de 0,077 para 0,13 ao longo do ensaio correspondendo a um aumento da razão de compressão de 1,652 para 1,906, para o mesmo intervalo. Uma vez que, como referido anteriormente, seria de esperar uma diminuição do COP com a abertura do *spindle*, segue-se uma análise dos valores obtidos para cada posição.

Através da leitura da tabela 5-3 é possível verificar que o COP desce de 0,07 para 0,05 entre a posição de 3,8 mm e 4 mm. Também se verifica um aumento da temperatura do gerador, enquanto a temperatura do condensador e evaporador se mantêm constantes. Uma vez que ambos o aumento da temperatura do gerador e diminuição de  $r_A$  implicam uma diminuição do COP [29], a diminuição do COP está dentro do esperado.

As restantes posições de 4,5 mm; 4,6 mm e 4,8 mm correspondem a temperaturas do evaporador e condensador praticamente iguais das posições iniciais e a temperaturas do gerador mais elevadas (-87°C). Tal adicionado à abertura do *spindle* deveria resultar numa diminuição do COP ao longo do ensaio e não aumento como observado.

Um último ensaio (Teste 8) foi realizado para posições entre 3,8 mm e 5 mm do *spindle* e condições de operação semelhantes às anteriores, temperatura do gerador a 90°C, condensador a 20°C e evaporador a 15°C. Os valores do COP e razão de compressão estão apresentados na tabela 5-4 e figura 5-7.

Tabela 5-4: Valores do COP e  $r_{pc}$  para as diferentes posições do *spindle*- Teste 8.

Spindle (mm)	NXP (mm)	$T_g$ (°C)	$T_c$ (°C)	$T_e$ (°C)	$r_{pc}$	COP
3,8	3	85,3	24,2	14,6	2,581	0,1
4	3	84,8	18,9	12,9	2,499	0,18
4,5	3	82,1	18,15	12,7	2,512	0,178
5	3	84,6	21,4	14	2,592	0,139

O deslocamento do *spindle* entre a posição de 3,8 mm e 4 mm resultou num aumento do COP de 0,08 o que poderá ser justificado pela diminuição do valor da temperatura do condensador. Contudo a subida de COP foi relativamente elevada, atingido o maior valor do ensaio, pelo que poderá ser plausível deduzir que a posição de 4 mm corresponda ao valor ótimo de  $r_A$  para as condições testadas.

Entre a posição de 4,5 mm e 5 mm o valor do COP manteve-se praticamente constante o que poderá ser devido à diminuição da temperatura do gerador, uma vez que um aumento do COP seria de esperar com a abertura do *spindle*.

Para o deslocamento de 4,5mm até 5mm do *spindle* o COP desceu de 0.178 para 0.139 como esperado, uma vez que ambas a temperatura do gerador (diminuiu) e condensador (aumentou) variaram em favor para tal.

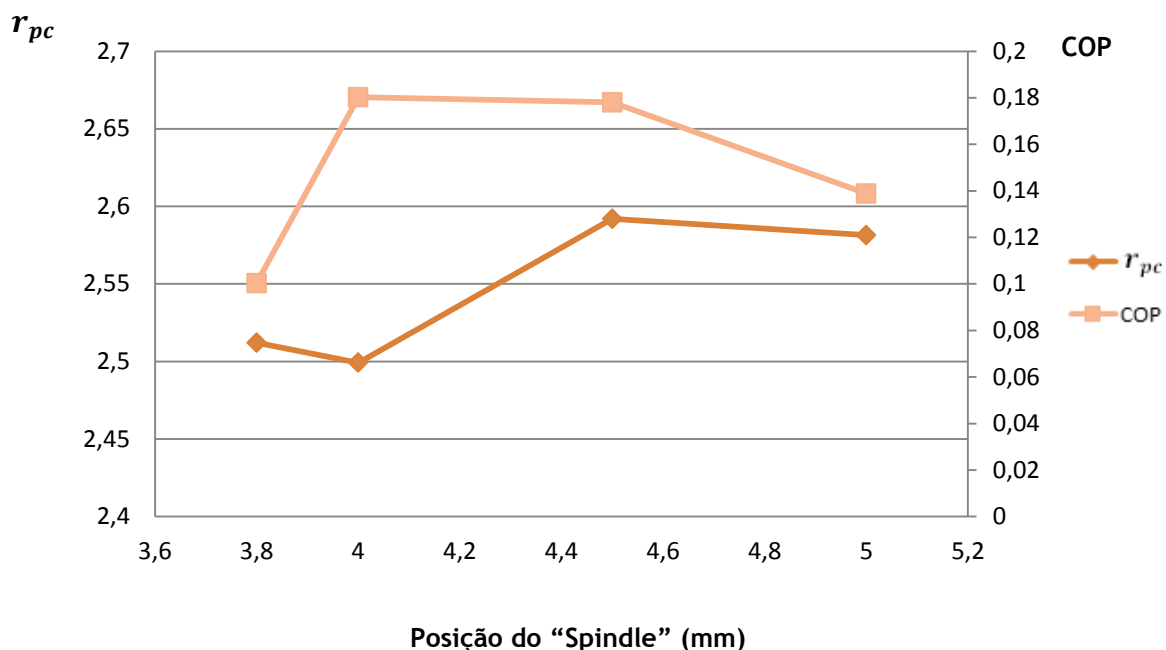


Figura 5-7: Razão de compressão e COP em função da posição do *Spindle*. -Teste 8

A razão de compressão tem o seu valor mínimo na posição de 4 mm do *spindle* correspondendo ao valor máximo do COP. A variação da razão de compressão também não parece ser muito significativa, sendo de 0,09 entre os valores extremos.

Para todos os testes realizados neste conjunto de ensaios verifica-se que o COP máximo foi verificado no Teste 6 no valor de 0,27 correspondendo à posição do *spindle* de 4 mm. O que leva a concluir que o valor ótimo de  $r_A$  corresponda à posição de 4 mm do *spindle*.

### 5.3- Influência da posição do *spindle* no caudal primário

A influência da posição do *spindle* no caudal primário é apresentada na figura 5-7 para uma temperatura no gerador de 78°C. A posição do NXP foi deslocada para 0 mm correspondendo à restrição máxima de caudal secundário. Desta forma é possível obter o valor do caudal primário apenas com o caudalímetro situado à saída do ejetor, uma vez que o caudal mássico primário e de saída são iguais nestas condições.

Dado que não se pretende uma variação muito elevada na temperatura do gerador durante o ensaio, os deslocamentos do *spindle* foram realizados para que se medissem apenas 3 a 4 valores por posição. Desta forma o tempo de ensaio torna-se mais reduzido assim como a variação da temperatura no gerador durante o ensaio. A temperatura do gerador manteve-se entre 79 e 78°C durante praticamente todas as medições com exceção dos dois últimos pontos onde desceu para 73°C. Pode-se observar na figura 5-7 que o caudal primário aumenta com o deslocamento do *spindle* na direção de afastamento do bocal primário, correspondendo a um aumento do caudal, tal como esperado [29].

Através dos ensaios não se chegou a um valor máximo do caudal primário com a contínua abertura do *spindle*. Contudo após a posição de 9 mm notou-se um decréscimo na subida do valor do caudal mássico que aponta para um possível valor máximo na ordem dos 0,015 Kg/s para uma temperatura do gerador de 78°C. Curiosamente, os valores obtidos para o caudal mássico na posição de 4 mm do *spindle* foram praticamente iguais a zero, o que não seria de esperar visto que em ensaios anteriores tal não se verificou. Pelo que novas medições para as posições de 4 mm e seguintes são aconselhadas.

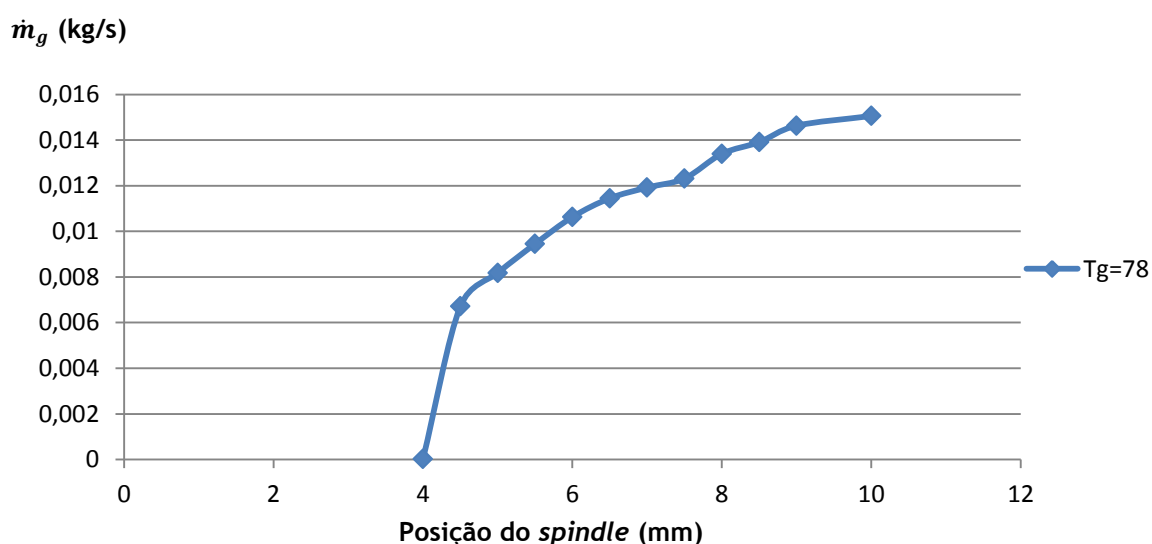


Figura 5-8: Influência da posição do spindle no caudal primário para  $T_g = 78^\circ\text{C}$ .

## Capítulo 6

### Conclusões

O trabalho experimental realizado teve como principal objetivo obter resultados que reflitam a performance de um ejetor de geometria variável para diferentes condições de operação num sistema de arrefecimento térmico, assim como a influência da variação da sua geometria. A recolha dos dados permitirá validar modelos numéricos, e também outros ensaios experimentais, estudados para sistemas de ejeção que trabalhem com o fluido refrigerante R600a, confirmar a relação entre a geometria do ejetor ótima para diferentes condições operativas e concluir acerca da sua vantagem em relação a outras tecnologias competitivas.

Para tal, várias tarefas foram realizadas com o fim de melhorar a instalação experimental assim como modificar e reparar certos componentes de forma a esta estar adequada e preparada para o início da recolha dos dados experimentais necessários para estudo.

Algumas tarefas relativas à preparação da instalação foram realizadas, nomeadamente a calibração dos sensores de temperatura e ligação dos mesmos ao módulo de aquisição de dados; a limpeza, isolamento e montagem do transdutor de pressão na saída do ejetor, o isolamento térmico do subciclo de refrigeração e do da fonte térmica de alta temperatura e o enchimento da mesma com refrigerante R600a.

Após os primeiros ensaios e arranque inicial da instalação certos problemas ocorreram e a resolução dos mesmos foi realizada. Verificou-se primeiramente um incorreto posicionamento do condensador e, uma vez que não debitava caudal líquido suficiente para o tanque de armazenamento, a sua posição foi elevada.

Os caudalímetros de área variável para medição dos caudais secundário e da saída do ejetor foram enviados para a Alemanha para alteração, uma vez que não eram indicados para o gás refrigerante e um sistema de amortecimento do flutuante teve que ser adicionado. Após o regresso a montagem dos caudalímetros modificados foi realizada e um voltou a bloquear praticamente dias depois. O que impossibilitou praticamente a leitura dos caudais durante os ensaios realizados e levou a um ajustamento dos parâmetros a analisar após a obtenção dos resultados. O caudalímetro foi o instrumento que mais deu problemas técnicos durante os ensaios experimentais realizados. Tal facto parece confirmar que os componentes mecânicos mais simples são realmente os mais fiáveis. Dependendo das aplicações e orçamento, uma forma de evitar este tipo de problemas seria a escolha de caudalímetros ultra-sónicos ou magnéticos, uma vez que não possuem partes móveis. A bomba hidráulica também foi alterada uma vez que apresentou fugas graves devido ao o-ring entre a carcaça da bomba e o rotor não ser próprio para o refrigerante usado, implicando uma paragem imediata da instalação e desmontagem da bomba do sistema para reparação. Um novo o-ring foi recebido e montado na bomba antes da sua introdução de novo no sistema. De notar que as referidas alterações à instalação tiveram que ser realizadas de forma gradual consoante o aparecimento dos imprevistos.

Durante os ensaios em que o sistema de refrigeração esteve a funcionar observou-se uma dificuldade em manter a temperatura da água na entrada do condensador constante. O mesmo foi verificado para a temperatura da água à entrada do gerador. Tal leva a concluir que o “*chiller*” e o aquecedor elétrico não têm capacidade suficiente para o sistema experimental instalado. Para fins de estudo experimental tal facto poderá ser bastante indesejável uma vez que não permite isolar apenas as variáveis a estudar e concluir facilmente sob a sua relação. Uma solução para esta limitação é altamente desejável, para fins de melhor análise dos resultados obtidos no futuro. Uma vez que o ejetor será futuramente incluindo num sistema de arrefecimento com subciclo da fonte térmica de alta temperatura alimentado por painéis solares, a limitação verificada pelo aquecedor elétrico não será um grave problema uma vez que um aumento de potência pode ser respondido por um aumento de painéis solares. Isto aponta para a importância de sobredimensionar os subsistemas de ensaio quando o protótipo é testado em condições laboratoriais.

Nos ensaios experimentais realizados verificou-se uma diminuição do caudal mássico primário com o fecho do *spindle*. Uma diminuição de 60% foi obtida variando o *spindle* entre 10 mm e 4 mm para uma temperatura do gerador de aproximadamente 78°C, sendo 0,015 kg/s o caudal máximo. O que confirma parcialmente os testes numéricos realizados por Varga et al. [29] para o mesmo fluido e temperatura do gerador, uma vez que apresenta uma variação semelhante do caudal com a abertura do *spindle*.

Observou-se também uma ligeira diminuição da posição ótima do NXP (2mm para 3 mm) com o aumento da temperatura do gerador entre 70°C e 90°C, como previsto em ensaios numéricos realizados por Sun [12].

Para uma temperatura do gerador de 85°C, condensador na ordem dos 20°C e 15°C no evaporador, analisou-se a influência do spindle no COP do sistema. Manteve-se a posição do NXP em 3 mm, visto ter sido um valor ótimo para as temperaturas de operação referidas, e variou-se o *spindle* entre 5 mm e 4 mm. Tal resultou numa diminuição do COP, o que vai ao encontro do esperado por Varga et al. [29]. Contudo como foi também observado uma diminuição da temperatura do condensador para o mesmo ensaio, que é conhecido aumentar o COP [12], a natureza da variação do COP não se torna clara. Por forma a determinar com sucesso a posição ótima do *spindle* para determinadas condições de operação as mesmas deveriam manter-se constantes. O COP mais elevado calculado no sistema foi de 0,27 correspondendo a uma posição do *spindle* de 4 mm e para as temperaturas referidas. Como visto na tabela 2-4 da secção 2.3.2 foram relatados em outros estudos de investigação valores de COP para o fluido R600a e condições de operação ( $T_g = 90^\circ C, T_c = 30^\circ C, T_e = 10^\circ C$ ) iguais a 0,48 [3]. As diferentes temperaturas de operação não permitem concluir diretamente entre ambos os valores, contudo, é lembrado que o valor obtido de 0,27 corresponde a ensaios preliminares. Uma continuação da realização dos testes e um possível ajuste à geometria ótima do ejetor poderá resultar em valores de COP mais próximos dos encontrados na literatura.

Para testes futuros, de forma a se conseguir uma interpretação dos resultados mais precisa, uma vez que estes são fortemente influenciados pelas condições de operação, um registo da temperatura da água na saída do “*chiller*” deveria ser incluído no sistema de aquisição de dados para posterior complemento na análise dos dados. A reparação do caudalímetro é também fundamental por forma a se conseguir determinar o parâmetro da razão de sucção ( $\lambda$ ), uma vez que é um fator que caracteriza o desempenho do ejetor e é diretamente proporcional ao COP do sistema.

Um próximo passo poderia passar pela determinação das posições ótimas do NXP e *spindle* em função de uma série de condições de operação típicas de casos reais. Uma vez que tal informação possibilitaria a introdução de um sistema de controlo automático no sistema de refrigeração que permitisse ajustar automaticamente a geometria ótima do ejetor em função das condições de operação.

Por fim, a introdução de painéis solares térmicos como fonte de energia no subciclo da fonte térmica de alta temperatura e a colocação do evaporador numa câmara de arrefecimento, tornando o sistema funcional para, por exemplo, aplicações de ar condicionado seria interessante.



## Referências

- [1] A. Clito, *Refrigeração*, Apontamentos, FEUP, 2012.
- [2] S. Reif-Acherman, “The early ice making systems in the nineteenth century,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 35, no. 5, pp. 1224-1252, Aug. 2012.
- [3] X. Chen, S. Omer, M. Worall, and S. Riffat, “Recent developments in ejector refrigeration technologies,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 19, no. null, pp. 629-651, Mar. 2013.
- [4] D. Coulomb, “Statement at United Nations Climate Change Conference,” 2006.
- [5] “World HVAC Equipment Market,” *Refrigeration-sector news*, International Institute of Refrigeration, 22-Nov-2012.
- [6] “Recent trends in data centre cooling,” *International Institute of refrigeration*, Technology, 17-Dec-2012.
- [7] G. Grazzini, A. Milazzo, and D. Paganini, “Design of an ejector cycle refrigeration system,” *Energy Conversion and Management*, vol. 54, no. 1, pp. 38-46, Feb. 2012.
- [8] K. Chunnanond and S. Aphornratana, “Ejectors: applications in refrigeration technology,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 8, no. 2, pp. 129-155, Apr. 2004.
- [9] R. Yapıcı, “Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123,” *Energy Conversion and Management*, vol. 49, no. 5, pp. 953-961, May 2008.
- [10] S. Elbel, “Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 7, pp. 1545-1561, Nov. 2011.
- [11] D. A. Pounds, J. M. Dong, P. Cheng, and H. B. Ma, “Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system,” *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 67, no. null, pp. 200-209, May 2013.
- [12] D.-W. Sun, “Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems,” *Energy*, vol. 21, no. 10, pp. 919-929, Oct. 1996.

- [13] H. Guitiérrez, “Simulação horária e otimização termo económica de ciclos de refrigeração com ejetor movidos a energia solar e gás natural,” Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.
- [14] A. C. Oliveira, *Sistemas Solares de Arrefecimento*. aula teórica no âmbito da disciplina Tecnologias Energéticas Avançadas: FEUP, 2010.
- [15] W. Pridasawas and P. Lundqvist, “A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, no. 5, pp. 840-850, Aug. 2007.
- [16] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, “Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 4, no. 1, pp. 2-8, 2009.
- [17] W. Pridasawas, “Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle,” Royal Institute of Technology, 2006.
- [18] NASH, “Operating Principle of Steam Jet Ejectors.” [Online]. Available: <http://www.gdnash.com/sjeoperation.aspx>.
- [19] 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. 7, pp. 1694-1701, Nov. 2009.
- [20] D.-W. Sun, “Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants,” *Energy Conversion and Management*, vol. 40, no. 8, pp. 873-884, May 1999.
- [21] 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. 7, pp. 1668-1675, Nov. 2011.
- [22] SHINI, “Catálogo - folha técnica de dados.”
- [23] J. Labortechnik, “Catálogo - Folha de dados técnicos.”
- [24] Alfalaval, “Catálogo.” .
- [25] G. Rollmann, “Calculation of correction factors for variable area flow meters at deviating working conditions.” [Online]. Available: [http://kt-web.de/pdf/physik/korrekturfaktorenberechnung\\_gb\\_2.2.pdf](http://kt-web.de/pdf/physik/korrekturfaktorenberechnung_gb_2.2.pdf).
- [26] K. Instruments, “Folha de dados técnicos.” .
- [27] “Leak Detection Methods: A Comparative Study of Technologies and Techniques.” [Online]. Available: <http://www.vtechonline.com/index.html>.
- [28] “Nitrogen (Oxygen-Free).” [Online]. Available: <http://www.boconline.co.uk/en/products-and-supply/industrial-gases/inert-gases/nitrogen-oxygen-free/nitrogen.html>.
- [29] S. Varga, P. M. S. Lebre, and A. C. Oliveira, “CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 1, pp. 157-165, Jan. 2013.

