

**Avaliação de modelos de turbulência
na previsão do desempenho de ejetores**

Rafael Castro Ferreira Lima

Dissertação do Projeto final do MIEM

Co-Orientador: Doutor Armando Carlos Figueiredo Coelho de Oliveira

Co-Orientador: Doutor Szabolcs Varga



**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho 2013

Aos que me acompanham

Resumo

Os sistemas de refrigeração por ejeção têm-se revelado como uma solução alternativa muito atrativa em relação aos sistemas convencionais no que toca ao consumo energético. Ao invés de utilizarem a energia elétrica para a sua ativação, estes sistemas fazem recurso à energia térmica que pode ser obtida a partir de várias fontes renováveis, tais como a energia solar ou geotérmica. Adicionalmente, estes sistemas são praticamente isentos de manutenção e possibilitam o uso de um vasto leque de fluidos de trabalho. No entanto, o moderado nível de desempenho apresentado por estes sistemas tem dificultado a sua difusão a nível comercial, uma vez que não são capazes de competir com as soluções presentes.

De forma a melhorar o desempenho dos sistemas de refrigeração por ejeção é fulcral fazer-se uma análise mais profunda ao seu componente principal, o ejetor. Neste campo, a técnica *CFD* tem-se demonstrado uma ferramenta muito útil uma vez que permite prever, de uma forma bastante precisa, o funcionamento dos ejetores.

Apesar de já se terem realizado bastantes estudos de ejetores recorrendo à técnica *CFD*, ainda não existe um consenso no que toca à escolha do modelo de turbulência mais apropriado. Neste contexto, será objetivo da presente dissertação fazer uma análise do desempenho de um conjunto de modelos de turbulência aplicados para análise do comportamento de ejetores. De entre os vários modelos disponíveis foram selecionados para estudo os modelos $k-\varepsilon$ (padrão, *RNG* e *Realizable*), $k-\omega$ (padrão e *SST*) e *Transition SST*.

Numa primeira fase, realizou-se uma pesquisa da literatura existente, com o objetivo de selecionar um trabalho experimental com informação completa relativamente à geometria do ejetor testado, às condições operacionais e aos resultados obtidos. Na pesquisa efetuada, foi selecionado um trabalho experimental onde o ejetor tem uma capacidade de arrefecimento de 2 kW e utiliza água como fluido de trabalho, sendo este testado para temperaturas de gerador e evaporador na gama dos 120-140 °C e 5-10 °C, respetivamente. Numa segunda fase procedeu-se à modelação do ejetor experimental selecionado. As simulações foram efetuadas recorrendo ao pacote comercial Fluent (Ansys, USA), utilizando os vários modelos de turbulência selecionados. Os resultados de *COP* obtidos a partir destas simulações foram comparados com os valores obtidos experimentalmente por forma a avaliar o desempenho de cada um dos modelos de turbulência na previsão do funcionamento do ejetor em estudo.

Os resultados obtidos revelaram que o modelo *Transition SST* se demonstrou o mais preciso e consistente na previsão do funcionamento do ejetor para toda a gama de condições operacionais em estudo. Na previsão do *COP*, o erro relativo médio e máximo para este modelo foram 5% e 15%, respetivamente, o que pode ser considerado excelente. O mesmo modelo apresentou também o melhor desempenho na previsão da pressão crítica do condensador. Por outro lado, o modelo $k-\omega$ revela-se ser o menos adequado, especialmente na previsão da pressão crítica do ejetor, onde o erro cometido foi superior a 47%.

Evaluation of turbulence models in the prediction of ejectors performance

Abstract

Ejector refrigeration systems have proven to be a very attractive alternative to conventional cooling system when it comes to energy consumption. Instead of using electricity as their power source, these systems make use of thermal energy that can be obtained from various renewable sources, such as solar or geothermal energy. Additionally, these systems are virtually maintenance-free and allow the use of a wide range of working fluids. However, the moderate level of performance shown by these systems has hampered its spread on a commercial scale, since they are not able to compete with the present solutions.

In order to improve the performance of the ejector refrigeration systems, a deeper analysis has to be made to its main component, the ejector. In this field, *CFD* technique has proven to be a very useful tool since it can predict the ejector operation.

Even though a lot of studies on ejectors using the *CFD* technique have been carried, there is still no agreement regarding the choice of the most appropriate turbulence model. In this context, the aim of this dissertation is to study the performance of a set of turbulence models, applied to analyze the behavior of ejectors. Among the various models available $k-\varepsilon$ (standard, *RNG* and *Realizable*), $k-\omega$ (standard and *SST*) and *Transition SST* were selected for the present study.

Initially, a review of the existing literature was carried out in order to select an experimental work with complete information regarding the geometry of the ejector tested, the operating conditions and the results obtained. In this research, an experimental work where the ejector has a cooling capacity of 2 kW and uses water as the working fluid, was tested for generator and evaporator temperatures in the range of 120-140 °C and 5-10 °C, respectively. The second step involved the modeling of the selected experimental ejector. The simulations were performed by using the commercial package Fluent (Ansys, USA). The *COP* results obtained from these simulations are compared with the values obtained experimentally in order to evaluate the performance of each turbulence model in the prediction of the experimental ejector performance.

Results show that the *SST Transition* model was the most accurate and consistent in predicting the performance of the ejector for the whole range of operating conditions under study. In the experimental *COP* prediction, the average and maximum relative error for this model were 5% and 15%, respectively, which can be considered excellent. This model was also the best in predicting the critical condenser pressure. On the other hand the $k-\omega$ model proves to be the less suitable one, especially in predicting the critical pressure of the ejector where the deviation is greater than 47%.

Agradecimentos

Antes de mais quero agradecer aos meus pais pelo esforço, dedicação e apoio incondicional oferecidos ao longo deste percurso académico, sem os quais a realização deste curso não teria sido possível.

Gostaria também de agradecer aos meus orientadores, Professor Armado Oliveira e Professor Szabolcs. Um especial obrigado ao Professor Varga, pela disponibilidade e apoio prestado durante toda a realização deste trabalho.

A todos os meus amigos, que nos momentos certos souberam dar-me o apoio necessário para seguir em frente.

Finalmente, quero agradecer do fundo do coração à minha namorada, Francesca, pela força transmitida, pela paciência e pelo amor demonstrado em todo o caminho que já percorremos juntos. Agradecer-te não é um gesto que se põe em papel, mas algo que se partilha ao longo da vida.

Índice de conteúdos

1	Introdução.....	1
1.1	Estado da arte	1
1.2	Ciclo de refrigeração por ejeção.....	3
1.3	Princípio de funcionamento do ejetor.....	4
1.4	Desempenho do ejetor e ciclo de ejeção.....	5
1.5	Modelos matemáticos aplicados a ejetores.....	9
1.5.1	Modelos termodinâmicos	10
1.5.2	Modelos <i>CFD</i>	11
1.6	Organização e temas abordados na presente dissertação	11
2	Modelação das equações fundamentais do escoamento do fluido de trabalho num ejetor ..	14
2.1	Equações de Navier-Stokes para escoamentos compressíveis	14
2.2	Métodos de simulação de escoamentos turbulentos	15
2.3	Modelos <i>RANS</i>	16
2.4	Modelos <i>EVM</i>	18
3	Modelação e simulação <i>CFD</i>	21
3.1	Seleção do ejetor experimental para a análise dos modelos de turbulência	21
3.2	Modelo computacional do ejetor experimental selecionado	22
3.3	Malha computacional	23
3.4	Estratégia de simulação do escoamento no interior do ejetor	26
4	Análise e discussão de resultados.....	28
4.1	Campo de velocidades ao longo do ejetor	28
4.2	Análise do desempenho dos modelos de turbulência	30
5	Conclusões e perspectivas de trabalho futuro	40
5.1	Conclusões.....	40
5.2	Perspetivas de trabalho futuro	41
6	Referências e Bibliografia	43

Índice de figuras

Figura 1.1 - Representação esquemática de um sistema de refrigeração por ejeção típico [8].	3
Figura 1.2 - Diagrama P-h para ciclo de refrigeração por ejeção típico [2].	3
Figura 1.3 - Representação esquemática de um ejetor e evolução idealizada velocidade e pressão estática do fluido de trabalho ao longo do eixo do ejetor [9]. a) Vista de secção do ejetor; b) Evolução da pressão estática ao longo do ejetor; c) Evolução da velocidade ao longo do ejetor.	5
Figura 1.4 - Curva de desempenho de um ejetor para $T_g = 180\text{ °C}$ e $T_e = 10\text{ °C}$ [8]	6
Figura 1.5 - Evolução da pressão ao longo do ejetor. [7]	7
Figura 1.6 - Efeito da T_g e T_e no COP do ciclo de refrigeração [10]. a) Efeito de T_g ; b) Efeito da T_e [10].	7
Figura 1.7 - Variação da razão de sucção com a pressão do condensador, para diferentes razões de áreas [11].	8
Figura 1.8 - Razão de arrastamento em função da razão de áreas para diferentes condições operativas [11].	9
Figura 2.1 - Representação esquemática da decomposição de Reynolds.	17
Figura 3.1 - Representação esquemática do ejetor em estudo e principais características geométricas [43]	22
Figura 3.2 - Características dimensionais do domínio computacional (em mm).	22
Figura 3.3 - Estrutura da malha computacional do ejetor	25
Figura 4.1 - Contornos da velocidade Mach ($Ma > 1$) ao longo do ejetor para os modelos: a) $k-\varepsilon$, b) $RNG\ k-\varepsilon$, c) $Realizable\ k-\varepsilon$, d) $Transition\ SST$, e) $SST\ k-\omega$ e f) $k-\omega$.	29
Figura 4.2 - Comparação dos valores de COP experimentais com os valores de COP obtidos pelos diversos modelos em estudo para a pressão crítica determinada experimentalmente. a) $k-\varepsilon$, b) $RNG\ k-\varepsilon$, c) $Realizable\ k-\varepsilon$, d) $Transition\ SST$, e) $SST\ k-\omega$, f) $k-\omega$.	33
Figura 4.3 - Variação da pressão crítica do condensador com T_g , para T_e igual a: 5 °C , $7,5\text{ °C}$ e 10 °C .	34
Figura 4.4 - Comparação dos valores de COP experimentais com os valores de COP obtidos pelos diversos modelos em estudo para o modo crítico de funcionamento. a) $k-\varepsilon$, b) $RNG\ k-\varepsilon$, c) $Realizable\ k-\varepsilon$, d) $Transition\ SST$, e) $SST\ k-\omega$, f) $k-\omega$.	37

Índice de tabelas

Tabela 1.1 - Lista alguns estudos selecionados baseados em modelos termodinâmicos [7].	10
Tabela 1.2 - Lista de alguns estudos selecionados realizados com base em modelos <i>CFD</i> [7].	11
Tabela 2.1 - Breve descrição dos modelos de turbulência selecionados	19
Tabela 3.1 - Propriedades do fluido de trabalho	23
Tabela 3.2 – Resultados obtidos com as quatro malhas (1-4).....	24
Tabela 4.1 - Valores de <i>COP</i> e pressão crítica de condensador em função das diferentes condições de funcionamento (T_g e T_e).	31
Tabela 4.2 - Valores de <i>COP</i> para modo de crítico de funcionamento do ejetor em função das diferentes condições de funcionamento (T_g e T_e).	36

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	Unidades
A_e	Área efetiva	[m ²]
A_g	Área da garganta do “noozle”	[m ²]
A_{sc}	Área da secção constante do ejetor	[m ²]
c	Velocidade do som local	[m s ⁻¹]
<i>CFD</i>	<i>Computational Fluid Dynamics</i>	
<i>COP</i>	Coefficiente de performance do ciclo de refrigeração	
d_g	Diâmetro da garganta do “noozle”	[m]
d_{sc}	Diâmetro da secção constante do ejetor	[m]
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation</i>	
<i>EVM</i>	<i>Eddy Viscosity Models</i>	
g	Aceleração da gravidade	[m s ⁻²]
h	Entalpia	[kJ kg ⁻¹]
k	Energia cinética turbulenta	[kg m ² s ⁻²]
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation</i>	
\dot{m}_e	Caudal mássico secundário	[kg s ⁻¹]
\dot{m}_g	Caudal mássico primário	[kg s ⁻¹]
Ma	Número de Mach	
P	Pressão	[Pa ou bar]
P_c	Pressão do condensador	[Pa ou bar]
P_e	Pressão do evaporador	[Pa ou bar]
P_g	Pressão do gerador	[Pa ou bar]
\dot{Q}_c	Potência calorífica dissipada no condensador	[W]
\dot{Q}_e	Potência calorífica de refrigeração obtida no evaporador	[W]
\dot{Q}_g	Potência calorífica transferida no gerador	[W]
R	Constante específica do gás	[kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
r_A	Razão de áreas	

Re	Número de Reynolds	
$RANS$	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>	
RSM	<i>Reynold Stress Model</i>	
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>	
T	Temperatura	[°C]
T_c	Temperatura do condensador	[°C]
T_e	Temperatura do evaporador	[°C]
T_g	Temperatura do gerador	[°C]
VC	Volumes de controlo	
v_i	Velocidade instantânea segundo a direção i	[m s ⁻¹]
\bar{v}_i	Velocidade média segundo a direção i	[m s ⁻¹]
v'_i	Velocidade flutuante segundo a direção i	[m s ⁻¹]
v_f	Velocidade local do fluido	[m s ⁻¹]

Simbolos do alfabeto grego

Δh_e	Entalpia de vaporização no evaporador	[kJ kg ⁻¹]
Δh_g	Entalpia de vaporização no gerador	[kJ kg ⁻¹]
α	Condutividade térmica	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
α_{eff}	Condutividade térmica efetiva	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
α_t	Condutividade térmica turbulenta	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
δ_{ij}	Delta de Kronecker	
ε	Taxa de dissipação turbulenta	[m ² s ⁻³]
ε_r	Erro relativo	
λ	Razão de arrastamento	
ρ	Massa específica	[kg m ⁻³]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
μ_t	Viscosidade dinâmica turbulenta	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
τ_{ij}	Tensor das tensões viscosas	[Pa kg ⁻¹]
ω	Taxa de dissipação específica	[s ⁻¹]
Φ	Variável genérica	
$\bar{\Phi}$	Variável genérica média	
Φ'	Variável genérica flutuante	

1 Introdução

1.1 Estado da arte

A refrigeração é reconhecida como sendo um método indispensável na melhoria da condição de vida do ser humano desde o início do século XX [1]. Aplicações como o arrefecimento em processos industriais, climatização de edifícios e conservação de produtos perecíveis são neste momento vistos como práticas comuns em todo o mundo. Tal tem contribuído para que os equipamentos de ar-condicionado e refrigeração apresentem um peso cada vez mais significativo no consumo de energia a nível mundial, sendo responsáveis pela utilização de aproximadamente 15% da energia elétrica produzida mundialmente, segundo o Instituto Internacional de Refrigeração (IIR) [2]. Tendo em conta que a eletricidade é maioritariamente obtida com recurso a combustíveis fósseis, a sua produção acarreta muitos malefícios ao meio ambiente. Um estudo levado a cabo pela March Consulting Group (1998) [3], estima que cerca de 80% do impacto provocado pelas centrais de refrigeração no aquecimento global é devido aos consumos energéticos e não a fugas de refrigerante. Estes números variam consoante as aplicações, sendo que para a refrigeração doméstica este seja de aproximadamente 98% e para sistemas móveis de cerca de 63% [3]. Apesar de presentemente estes valores serem mais baixos, devido a uma melhor gestão energética, deverão continuar a fazer-se esforços no sentido de atenuar estes gastos energéticos.

Uma das formas de contornar os elevados custos energéticos que advêm do uso dos sistemas de refrigeração convencionais (compressão-vapor), que utilizam energia elétrica para o seu acionamento, será recorrer a sistemas acionados através de energia térmica. Esta é obtida através de várias formas, tais como, energia solar, geotérmica e calor residual obtido através de processos industriais (incineração, gases de escape, entre outros). Exemplos destes sistemas são os sistemas de absorção, adsorção e ejeção. Os sistemas de absorção já se encontram no mercado há várias décadas, mas devido a algumas das suas características ainda não se demonstraram capazes de revolucionar o mercado da refrigeração [4-6]:

- São sistemas muito complexos devido aos processos simultâneos de transferência de calor e massa,
- Usam uma combinação de dois fluídos no seu funcionamento, sendo que existe apenas um número limitado de combinações,
- Os fluidos utilizados são altamente corrosivos,
- A baixas temperaturas de acionamento, estes sistemas não apresentam um efeito de refrigeração satisfatório, o que aliado ao seu elevado custo, faz com que o custo capital destes sistemas aumente substancialmente com a redução da temperatura fornecida.

Por outro lado, os sistemas de ejeção apresentam características que têm chamado à atenção, sendo elas [4,7]:

- Funcionamento bastante satisfatório para baixas temperaturas de acionamento;
- É passível a aplicação de uma gama muito extensa de fluidos de trabalho, sendo muitos deles amigos do ambiente, como é o caso da água;
- É de composição simples e sem partes móveis, o que faz com que seja um sistema silencioso, fiável, com elevada longevidade, investimento inicial baixo e praticamente isento de manutenção.

Apesar das vantagens atrás mencionadas, os sistemas por ejeção apresentam ainda algumas lacunas que fazem com que a sua difusão seja dificultada. Estes apresentam baixos valores de coeficiente de performance (*COP*) e pouca flexibilidade em termos de condições de funcionamento. Portanto, este sistema ainda terá que amadurecer por forma a poder competir com as soluções existentes.

De modo a melhorar a eficiência do sistema de refrigeração por ejeção, é necessário fazer um estudo ao seu componente principal, o ejetor. Para tal, o uso de modelos matemáticos tem-se revelado uma ferramenta muito importante. Estes apresentam algumas vantagens relativamente aos métodos experimentais, sendo elas [7]:

- Apresentam menores custos e maior rapidez na previsão da eficiência do ejetor do que a via experimental,
- É possível obter-se um maior número de resultados sem um acréscimo de custo,
- Possibilitam a obtenção de variáveis que são difíceis de se conseguir por via experimental.

Por estas razões, muitos dos estudos recentes têm-se focado na obtenção de modelos matemáticos, existindo já vários modelos disponíveis para aplicação, e que serão referidos ao longo deste texto.

1.2 Ciclo de refrigeração por ejeção

Na Figura 1.1 encontra-se uma representação esquemática de um sistema de refrigeração por ejeção típico.

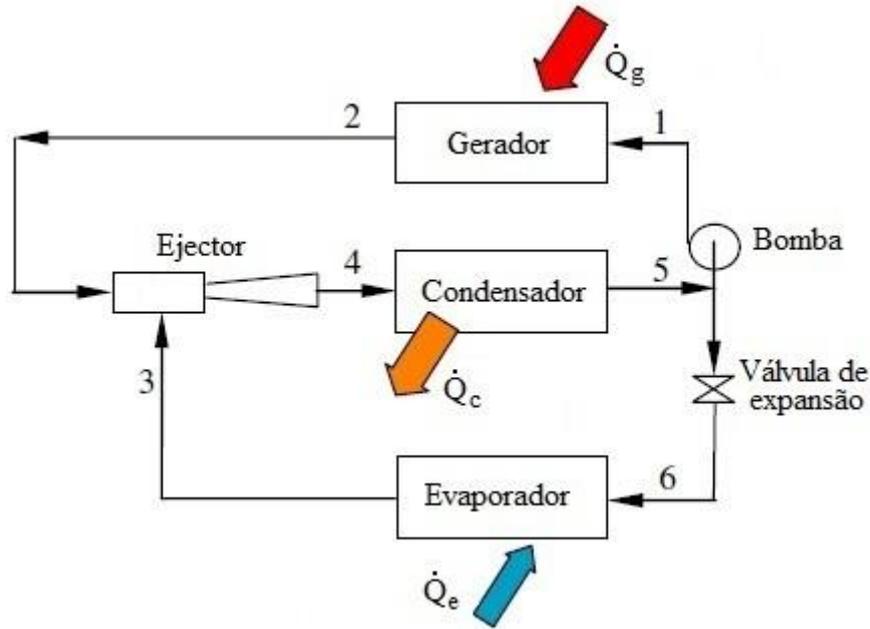


Figura 1.1 - Representação esquemática de um sistema de refrigeração por ejeção típico [8].

O sistema de refrigeração por ejeção é semelhante ao sistema de compressão-vapor, apenas diferindo na forma como é feita a compressão do fluido. No sistema por ejeção, o compressor é substituído por um ejetor, sendo a energia necessária para a compressão do refrigerante fornecida no gerador (\dot{Q}_g) em forma de calor.

O ciclo de refrigeração por ejeção idealizado está representado no diagrama $P-h$ da Figura 1.2. Os números referentes aos diferentes estados do fluido coincidem com os utilizados na Figura 1.1.

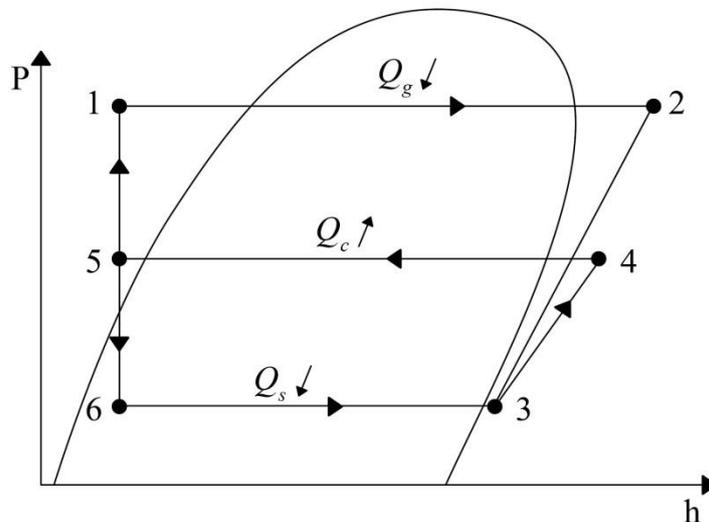


Figura 1.2 - Diagrama P-h para ciclo de refrigeração por ejeção típico [2].

Como se pode constatar pela Figura 1.2, o sistema de refrigeração por ejeção é constituído por dois ciclos: o ciclo de geração (1-2-3-4-5) e o ciclo de refrigeração (6-3-4-5). No ciclo de refrigeração, o fluido de trabalho proveniente da válvula de expansão, que se encontra no estado de mistura de líquido e vapor (6), é encaminhado para o evaporador onde irá receber calor do espaço a refrigerar (pressão constante), sendo produzido o efeito de refrigeração (\dot{Q}_e , 6-3). À saída do evaporador, o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor sobreaquecido e é encaminhado para o ejetor. No ciclo de geração, o fluido de trabalho proveniente da bomba, que se encontra no estado de líquido comprimido (1), desloca-se até ao gerador, onde irá receber calor proveniente da fonte de calor a pressão constante (\dot{Q}_g , 1-2). À saída do gerador, o fluido de trabalho encontra-se no estado de vapor sobreaquecido e é encaminhado para o ejetor onde irá ser misturado com o vapor proveniente do evaporador (2-3). No ejetor, a mistura de vapor proveniente dos dois ciclos irá atingir uma pressão intermédia (4), sendo depois encaminhada para o condensador. Os processos relativos ao interior do ejetor serão detalhadamente descritos na secção 1.3. No condensador, é rejeitado calor para o exterior (\dot{Q}_c) a pressão constante, havendo um decréscimo da entalpia da mistura, passando esta do estado de vapor sobreaquecido ao estado de líquido comprimido (4-5). De seguida, existe uma separação da mistura, sendo que parte desta se encaminha para o gerador por ação da bomba, onde a sua pressão é elevada até à pressão do gerador, fechando desta forma o ciclo de geração. A outra parte da mistura é encaminhada para o evaporador após uma redução de pressão na válvula de expansão (5-6), fechando desta forma o ciclo de refrigeração.

O desempenho do ciclo de refrigeração por ejeção pode ser determinado a partir do *COP*, que traduz a relação entre o efeito de refrigeração obtido no evaporador e a energia fornecida ao ciclo (proveniente do ciclo de geração). Sendo tipicamente o trabalho requerido pela bomba inferior a 1% do calor fornecido ao gerador, este poderá ser desprezado. Desta forma o *COP* vem dado pela equação seguinte:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \quad (1.1)$$

1.3 Princípio de funcionamento do ejetor

Tal como foi referido anteriormente, o ejetor é o componente mais importante deste sistema de refrigeração, sendo que esta secção será dedicada a uma descrição mais detalhada acerca do seu funcionamento.

Na Figura 1.3 encontra-se uma representação esquemática de um ejetor, bem como a evolução idealizada da velocidade do fluido de trabalho e sua pressão estática ao longo do seu eixo.

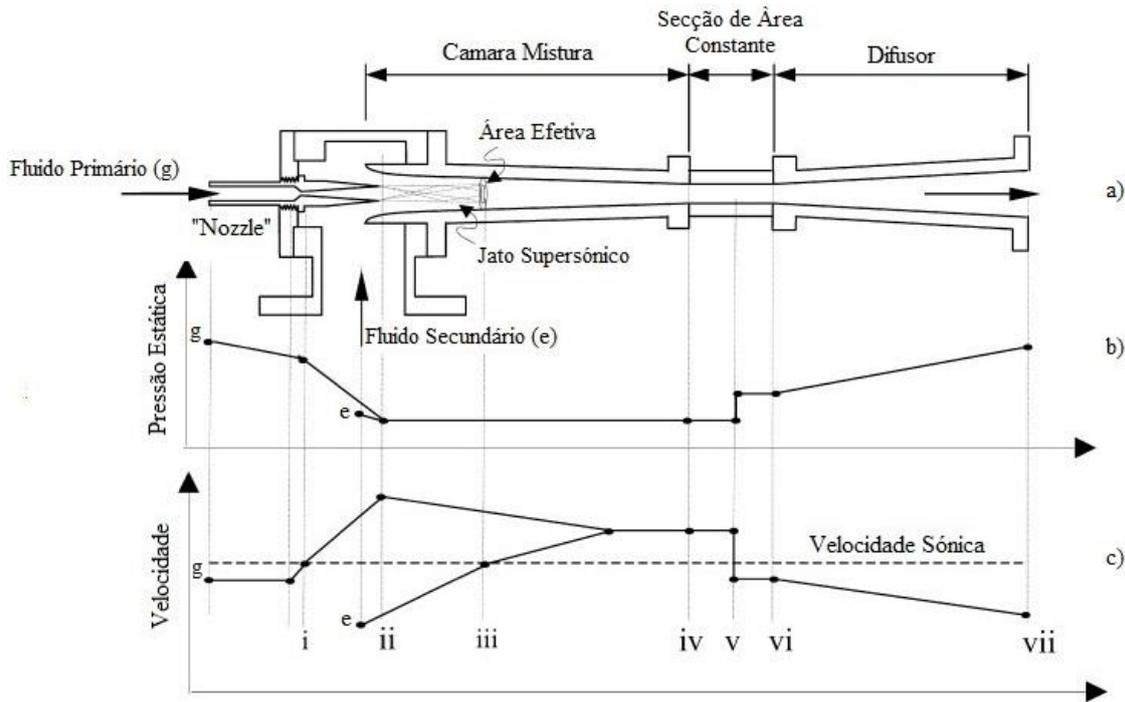


Figura 1.3 - Representação esquemática de um ejetor e evolução idealizada velocidade e pressão estática do fluido de trabalho ao longo do eixo do ejetor [9]. a) Vista de secção do ejetor; b) Evolução da pressão estática ao longo do ejetor; c) Evolução da velocidade ao longo do ejetor.

O fluido proveniente do gerador, denominado por fluido primário, entra no ejetor a alta pressão e temperatura, sendo expandido e acelerado no “nozzle”, atingindo a velocidade sônica na zona de secção constante do “nozzle”, denominada por garganta (i). Na secção de saída do “nozzle” é criada uma zona de baixa pressão devida à expansão do fluido primário (ii) que irá fazer com que o fluido secundário (e), proveniente do evaporador, seja aspirado para a câmara de mistura. Segundo a teoria de Munday e Bagster (1977), a mistura dos dois fluidos não é imediata, sendo que o fluido primário ao sair do “nozzle” irá criar um jato supersônico que terá o efeito de uma conduta divergente, promovendo desta forma um aumento da velocidade do fluido secundário, até que este atinja a velocidade sônica (“choked”, iii) [7]. É nesta secção do ejetor, denominada por área efetiva (A_e), que o processo de mistura é iniciado. A área desta secção não é constante, variando com as condições de funcionamento do ciclo [9]. Durante a mistura, haverá um desaceleramento do fluido primário e um aceleração do secundário, a pressão constante, até ambos atingirem a mesma velocidade. À saída da câmara de mistura (iv), os dois fluidos encontram-se completamente misturados. Na zona de secção constante, a mistura será alvo de uma onda de choque transversal de espessura infinitesimalmente pequena [8], que irá provocar um aumento súbito de pressão (v), sendo esta desacelerada até atingir a velocidade subsônica. De seguida, a mistura é encaminhada até ao difusor (vi), onde será novamente comprimida, até à pressão do condensador (vii).

1.4 Desempenho do ejetor e ciclo de ejeção

Após a explicação sobre o funcionamento do ejetor é necessário determinar uma forma de avaliar o seu desempenho. Uma forma muito comum de o fazer é utilizar a razão de arrastamento (λ), que traduz a relação entre o caudal mássico do fluido secundário (\dot{m}_e) e primário (\dot{m}_g) [2]:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g} \quad (1.2)$$

Esta relação poderá ser estendida também para o estudo do desempenho do sistema. Desta forma, o valor de COP do sistema vem dado por [2]:

$$COP = \lambda \times \frac{\Delta h_e}{\Delta h_g} \quad (1.3)$$

A razão de arrastamento é influenciada pelas condições de funcionamento do ciclo, pela geometria do ejetor e pelo tipo fluido de trabalho aplicado. De seguida será feita uma explicação mais detalhada de como estes fatores influenciam o desempenho do ejetor, sendo que não será referida a influência do tipo de fluido de trabalho aplicado uma vez que não fará parte do estudo realizado na presente dissertação.

Na Figura 1.4, encontra-se a curva de desempenho de um ciclo de ejeção para temperaturas do gerador (T_g) e evaporador (T_e) constantes, que mostra a evolução do COP para alguns pontos (A a G) da pressão do condensador (P_c). Esta foi retirada do estudo realizado por Kanjanapon et al. [8], acerca da evolução da pressão ao longo de um ejetor, utilizando água como fluido de trabalho.

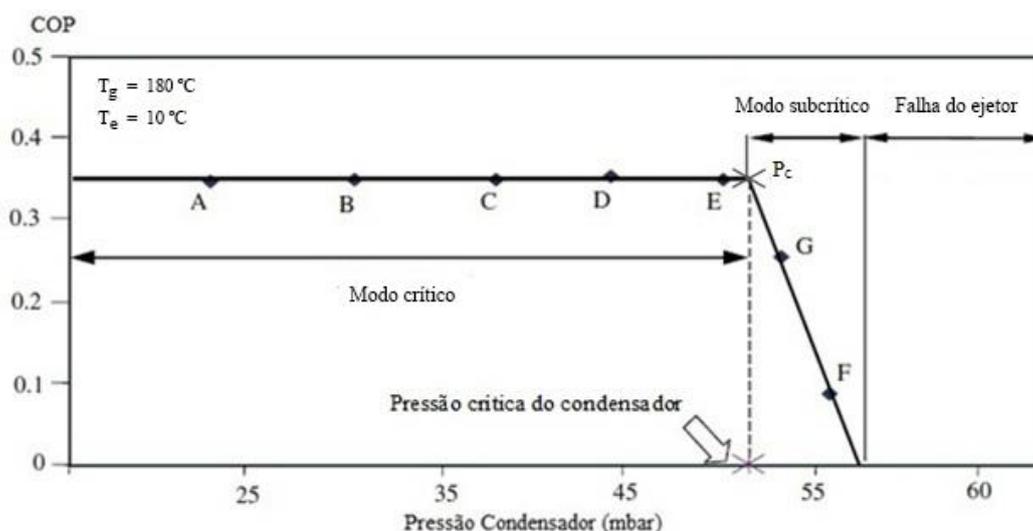


Figura 1.4 - Curva de desempenho de um ejetor para $T_g = 180 \text{ °C}$ e $T_e = 10 \text{ °C}$ [8]

Esta curva poderá ser dividida em três zonas. Numa primeira zona, denominada por modo crítico, o valor do COP mantém-se constante (pontos A a E), mantendo-se também constante a razão de arrastamento, tal como sugere a relação presente na equação 1.3. Tal deve-se ao facto de o fluido secundário atingir a condição sónica, mantendo-se o seu caudal mássico constante. Quando a pressão do condensador ultrapassa a sua pressão crítica, ponto crítico (P_c), entramos na segunda zona, denominada por modo subcrítico (pontos G e F). Nesta zona, verifica-se um decréscimo rápido do COP do ciclo com o aumento da pressão do condensador, devido a um decréscimo da razão de arrastamento. Isto acontece uma vez que o fluido primário sofre um choque transversal antes de o fluido secundário atingir a velocidade sónica, o que irá fazer com que o caudal de fluido secundário aspirado seja muito menor. Tal fenómeno poderá ser verificado a partir da Figura 1.5, onde se apresenta a evolução da pressão ao longo do ejetor em função da pressão do condensador,

para as mesmas condições de funcionamento da Figura 1.4 (As letras de A a G correspondem às pressões de condensador verificadas na Figura 1.4).

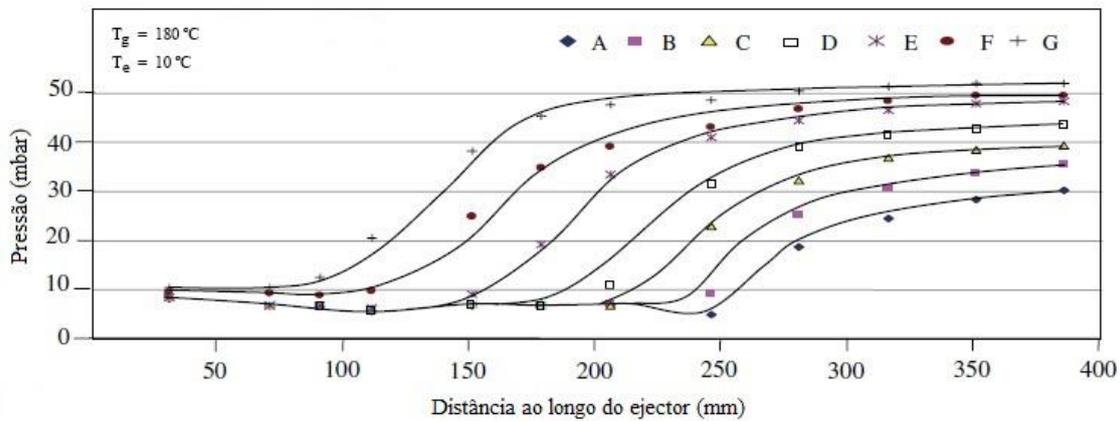


Figura 1.5 - Evolução da pressão ao longo do ejetor. [7]

Para valores de pressão do condensador mais elevados, entra-se na terceira zona, denominada por falha do ejetor. Nesta zona, o funcionamento do ejetor cessa, sendo que o fluxo do fluido secundário é invertido, voltando novamente para o evaporador.

Seguidamente, é feito um estudo da influência de T_g e T_e no desempenho do ciclo de refrigeração, que poderá ser verificado através da Figura 1.6.

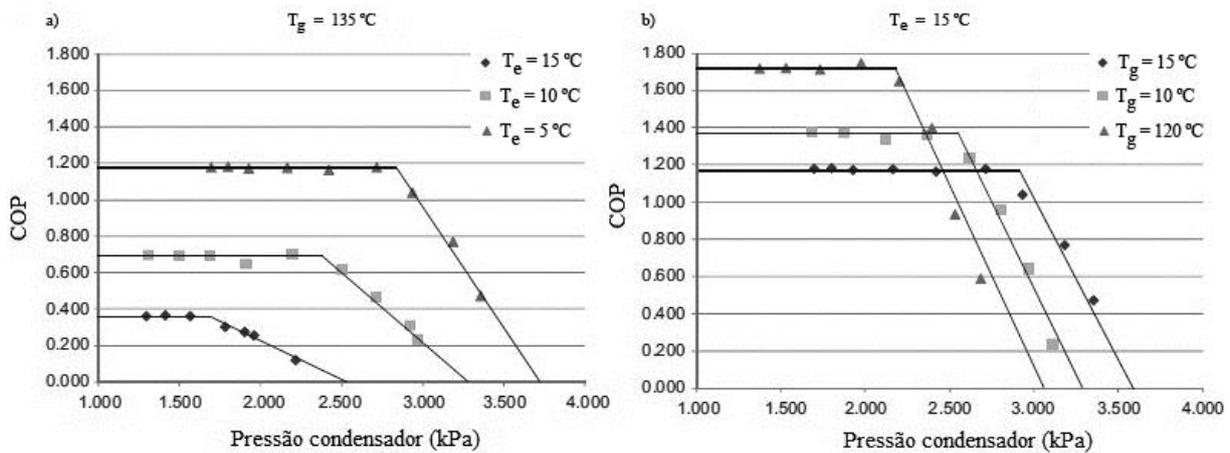


Figura 1.6 - Efeito da T_g e T_e no COP do ciclo de refrigeração [10]. a) Efeito de T_g ; b) Efeito da T_e [10].

É possível verificar-se na Figura 1.6a que para T_g constante, um aumento de T_e irá provocar um aumento do COP e da pressão crítica do condensador. No entanto, valores elevados de T_e irão provocar uma diminuição da taxa de transferência de calor na unidade de refrigeração [2]. Para um valor fixo de T_e (Figura 1.6b), um aumento de T_g irá provocar uma diminuição do COP do ciclo e um aumento da pressão crítica do condensador. Isto acontece uma vez que um aumento da T_g irá provocar um aumento do fluxo de fluido primário mantendo-se o fluxo de fluido secundário constante, o que se traduz numa diminuição da razão de arrastamento [2].

Para além das condições de funcionamento do ciclo, a geometria do ejetor também contribui significativamente para o desempenho do ejetor. Um dos parâmetros geométricos que tem mais

influência no desempenho do ejetor é a razão de áreas, que representa o quociente entre a área de secção constante do ejetor (A_{sc}) e a área da garganta do “nozzle” (A_g).

$$r_A = \frac{A_{sc}}{A_g} = \left(\frac{d_{sc}}{d_g}\right)^2 \quad (1.4)$$

Na Figura 1.7 encontra-se um gráfico que traduz a variação de λ em função da pressão do condensador para $T_g = 90\text{ °C}$ e $T_e = 10\text{ °C}$, para vários valores de r_A . Este foi retirado dos resultados obtidos por Varga et al. [11] no estudo da influência da razão de áreas no desempenho do ejetor utilizando *Computacional Fluid Dynamics (CFD)*. Neste estudo foi utilizado um ejetor utilizando vapor de água como fluido de trabalho, sendo que os diferentes valores da razão de áreas foram obtidos mantendo o diâmetro da secção constante (d_{sc}) fixo, variando apenas o valor do diâmetro da garganta (d_g).

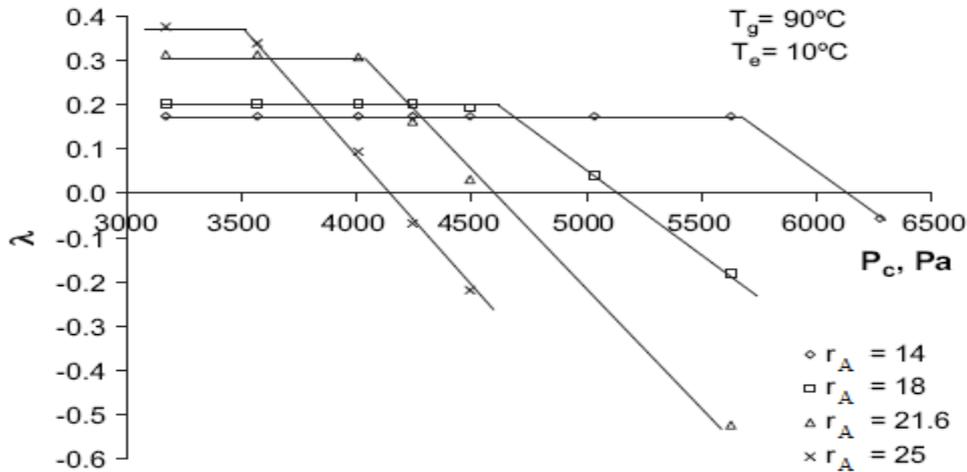


Figura 1.7 - Variação da razão de sucção com a pressão do condensador, para diferentes razões de áreas [11].

Uma análise à Figura 1.7 permite concluir que para os valores de T_g e T_e fixos, um aumento da razão de área irá provocar um aumento de λ e um decréscimo da pressão crítica do condensador. É portanto possível verificar-se que para T_g e T_e constantes, para um dado valor da pressão do condensador existirá um valor de razão de áreas ótima que irá maximizar o desempenho do ejetor (ver Figura 1.8). Nesta figura apresenta-se um gráfico que traduz a variação de λ em função de r_A em função para duas pressões distintas do gerador (P_g) e condensador (P_c), mantendo-se constante T_e . As pressões do gerador de 70,1 e 101 kPa correspondem às temperaturas de saturação de 90 e 100 °C, respetivamente, enquanto que as pressões do condensador de 4,25 e 5,63 kPa correspondem às temperaturas de saturação de 30 e 35 °C.

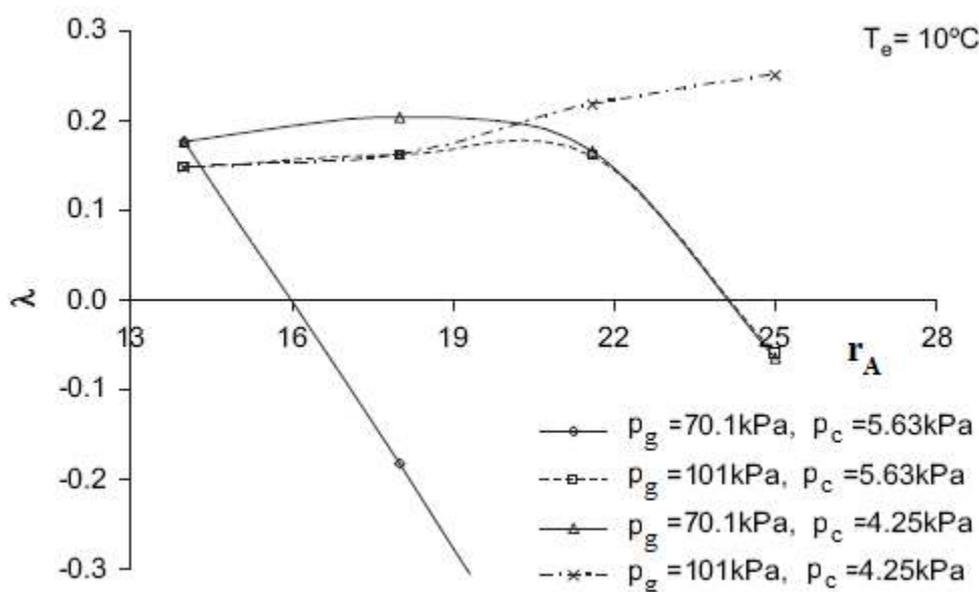


Figura 1.8 - Razão de arrastamento em função da razão de áreas para diferentes condições operativas [11].

A título de exemplo, para uma temperatura do gerador de 90 °C e pressão de condensador de 4,25 kPa é possível verificar-se que o valor de r_A que maximiza é de aproximadamente 18. Este valor ao ser ultrapassado irá provocar um decréscimo acentuado de λ . Este facto poderá ser explicado por uma sobre expansão do jato supersónico devido a um aumento do caudal mássico do fluido primário [11]. Desta forma, a área disponível entre o jacto e a parede do ejetor é menor, o que irá fazer com que haja uma diminuição do caudal de fluido secundário aspirado, refletindo-se numa diminuição de λ [11].

1.5 Modelos matemáticos aplicados a ejetores

A elaboração de modelos matemáticos tem-se revelado um método bastante eficaz na análise do desempenho do ejetor, bem como do ciclo de refrigeração. Desta forma, estes podem ser utilizados como um guia para estabelecer as condições de funcionamento do ciclo e geometria do ejetor, bem como na interpretação de dados experimentais.

Todos estes modelos matemáticos têm como intuito a tentativa da resolução das equações fundamentais da dinâmica dos fluidos, também conhecidas como equações de Navier-Stokes. Devido à complexidade dos processos que ocorrem no ejetor, alguns pressupostos terão que ser feitos, de forma a tornar a resolução destas equações mais simples e conseqüentemente mais rápida. Esses pressupostos são [2][7]:

- A parede interior do ejetor é adiabática;
- O escoamento encontra-se em regime estacionário;
- A energia cinética do fluido primário e secundário à entrada do ejetor é desprezável, assim como a energia cinética da mistura à saída do difusor.

Os modelos matemáticos que serão apresentados em seguida serão separados em dois grupos: modelos termodinâmicos e modelos *CFD*. Para ambos os casos, apenas serão considerados

os modelos em que o fluido de trabalho se encontra em fase de saturação ou vapor sobreaquecido no interior do ejetor (*single phase models*).

1.5.1 Modelos termodinâmicos

De todos os modelos matemáticos aplicados a ejetores, os modelos termodinâmicos são os mais simples, sendo que as equações de Navier-Stokes são resolvidas unidimensionalmente. Na secção 2.1 será feita uma análise detalhada sobre estas equações. Nestes modelos, são usadas relações isentrópicas e relações dinâmicas dos gases perfeitos para ajudar na descrição da relação entre a temperatura, pressão, entalpia, número de Mach e/ou velocidade. Desta forma, a maioria destes modelos são estacionários e são aplicados para ejetores que funcionam em regime crítico (Figura 1.4) [6].

A base destes modelos nasceu quando em 1950, Keenan et al. [12] aplicaram pela primeira vez as equações da conservação da massa, quantidade de movimento e energia ao estudo do desempenho do ejetor. Do seu estudo, surgiram duas teorias acerca da forma como é feita a mistura dos dois fluxos no ejetor:

- *Constant-pressure mixing* (CPM), em que a mistura é feita a pressão constante;
- *Constant-area mixing* (CAM), em que a mistura é feita numa secção constante do ejetor.

Na Tabela 1.1, encontra-se um pequeno resumo de alguns estudos seleccionados baseados em modelos termodinâmicos que foram desenvolvidos até à data. Esta será organizada tendo em conta o fluido de trabalho utilizado, a propriedade dos gases considerada, o local onde é iniciada a mistura dos dois fluidos e os mecanismos de mistura considerados. Para uma informação mais detalhada acerca dos estudos apresentados sugere-se ao leitor a consulta dos seguintes artigos: [1][7].

Tabela 1.1 - Lista alguns estudos seleccionados baseados em modelos termodinâmicos [7].

Autores	Fluido Trabalho	Equação de estado do gás		Secção de Mistura		Mecanismo de Mistura	
		Ideal	Real	NXP ^a	A _e ^b	CPM	CAM
Eames et al. [13]	Água	X		X		X	
Aly et al. [14]	Água	X				X	
Huang et al. [15]	R141b	X			X		X
Rogdakis et al. [16]	R717		X		X	X	
Selvaraju et al. [17]	R134a		X		X	X	
Ouzzane et al. [18]	R142b		X		X	X	
Grazziani et al. [19]	Água	X		X			X
Yapici et al. [20]	R123	X			X		X
Khalil et al. [21]	R134a	X			X	X	

1.5.2 Modelos *CFD*

Graças ao desenvolvimento da capacidade computacional e métodos numéricos, a modelação via *CFD* tem vindo a ganhar cada vez mais relevo no estudo e desenvolvimento de ejetores. A grande vantagem destes modelos é a possibilidade de uma análise bidimensional ou mesmo tridimensional do escoamento ao longo do ejetor, algo que não é possível ser-se feito recorrendo aos modelos termodinâmicos. Uma outra vantagem destes modelos é a possibilidade de ser feito um estudo do escoamento no interior do ejetor tendo em conta os efeitos da viscosidade e turbulência, recorrendo-se a modelos de turbulência. Estes modelos serão descritos em mais pormenor na secção 2.4. Desta forma, a partir da modelação *CFD* é possível obter-se uma compreensão mais detalhada acerca dos processos hidrodinâmicos que ocorrem no interior do ejetor, como são os casos das ondas de choque (obliquas e normais), sendo possível ser-se feita uma otimização mais fiável e precisa deste, a nível de geometria, escolha de refrigerante e condições de funcionamento.

Na Tabela 1.2, encontra-se uma lista resumida de alguns estudos seleccionados realizados a partir do uso de modelos *CFD*. Esta é organizada tendo em conta o fluido de trabalho utilizado, a equação de estado do gás considerada, o(s) modelo(s) de turbulência considerados e o mecanismo de mistura. Para uma informação mais detalhada acerca dos estudos apresentados sugere-se ao leitor a consulta dos artigos [1,7].

Tabela 1.2 - Lista de alguns estudos seleccionados realizados com base em modelos *CFD* [7].

Autores	Fluido Trabalho	Equação de estado do gás		Modelo de Turbulência	Mecanismo de Mistura	
		Ideal	Real		CPM	CAM
Rustly et al. [22]	R141b		X	<i>Realizable k-ε</i>	X	
Bartosiewicz et al. [23]	Ar	X		<i>RNG k-ε, SST, k-ω</i>	X	
Bartosiewicz et al. [24]	R142b		X	<i>k-ε, SST, k-ω</i>	X	
Zhu et al. [25]	R141b		X	<i>RNG k-ε</i>	X	
Pianthong et al. [26]	Água	X		<i>Realizable k-ε</i>		X

1.6 Organização e temas abordados na presente dissertação

A presente dissertação é constituída por quatro capítulos principais, cada um deles subdividido em várias subsecções.

O segundo capítulo será dedicado à apresentação das equações de Navier-Stokes aplicadas a escoamentos característicos em ejetores, dos vários métodos de simulação de turbulência e dos vários modelos de turbulência existentes. Também será feita uma análise mais detalhada aos modelos de turbulência que serão avaliados na presente dissertação.

No capítulo 3 será feita a escolha do trabalho experimental que servirá como base para o estudo a ser feito na presente dissertação. Seguidamente será apresentada a metodologia seguida na modelação e simulações *CFD*.

No quarto capítulo serão apresentados os resultados obtidos a partir das várias simulações efetuadas. Primeiramente será feita uma análise ao campo de escoamento obtido para cada um dos modelos de turbulência em análise. Seguidamente os valores de *COP* obtidos pelos vários modelos são validados por comparação aos resultados obtidos experimentalmente.

No último capítulo encontram-se as principais conclusões retiradas e as perspectivas de trabalho futuro.

2 Modelação das equações fundamentais do escoamento do fluido de trabalho num ejetor

Grande parte dos escoamentos de interesse na engenharia são escoamentos turbulentos [27], sendo que os escoamentos ao longo do ejetor não fogem à regra. Os escoamentos turbulentos são caracterizados por movimentações do fluido com variações abruptas das propriedades do fluido a nível temporal e espacial.

Apesar das equações fundamentais poderem ser utilizadas para uma descrição completa de escoamentos turbulentos, as limitações a nível computacional tornam a resolução numérica direta destas equações apenas possível para escoamentos simples e com números de Reynolds (Re) baixos, algo que não se verifica no escoamento ao longo do ejetor. Isto acontece uma vez que, atualmente, não existe capacidade computacional suficiente para resolver a grande extensão de escalas temporais e espaciais associadas à turbulência [28]. No entanto, no estudo de ejetores não é necessária uma caracterização pormenorizada do escoamento, uma vez que apenas é necessário a obtenção de fatores gerais do desempenho deste, como por exemplo, o λ ou o COP . Desta forma podem ser utilizados métodos alternativos para o estudo dos escoamentos ao longo do ejetor, como por exemplo os modelos de turbulência.

Neste capítulo pretende-se fazer uma apresentação dos fundamentos teóricos necessários para a formulação e compreensão dos modelos numéricos associados ao estudo de ejetores. Primeiro será feita uma apresentação das equações de Navier-Stokes para escoamentos compressíveis, seguida dos vários modelos de simulação numérica disponíveis e modelos de turbulência mais populares no estudo de ejetores.

2.1 Equações de Navier-Stokes para escoamentos compressíveis

As equações de Navier-Stokes são um conjunto de equações diferenciais parciais que traduzem a relação entre as três variáveis mais preponderantes na descrição de um escoamento, nomeadamente, a temperatura (T), pressão (p) e o vetor velocidade (\mathbf{v}). Estas equações são o enunciado matemático de três princípios físicos no qual se baseia a dinâmica de fluidos:

- Princípio da conservação da massa;
- Princípio da conservação da quantidade de movimento (Segunda Lei de Newton);
- Princípio da conservação da energia (Primeira lei da Termodinâmica).

Para um fluido newtoniano compressível em regime transiente, a forma geral das equações de Navier-Stokes na forma cartesiana é a seguinte [29]:

- **Equação da conservação da massa (continuidade):**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (2.1)$$

- **Equação da conservação da quantidade de movimento:**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j) = \rho g_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2.2)$$

- **Equação da conservação da energia:**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho h v_i) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (p v_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\alpha \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \quad (2.3)$$

Na equação 2.2 o termo ρg_i corresponde às forças de campo devidas à aceleração da gravidade. Na equação 2.3 o termo h corresponde à entalpia e α corresponde à condutibilidade térmica do fluido. O termo τ_{ij} , presente nas equações 2.2 e 2.3 corresponde ao tensor das tensões viscosas, que é definido a partir da lei de Newton da viscosidade por [11]:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \quad (2.4)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido e δ_{ij} é o delta de Kroneker, que toma o valor 1 se $i = j$ e o valor 0 se $i \neq j$.

As equações diferenciais parciais de Navier-Stokes são não lineares para a grande maioria das situações reais, o que faz com que seja muito difícil ou mesmo impossível a obtenção de soluções analíticas [30][31]. Uma forma de contornar este problema é recorrer a métodos numéricos para a sua resolução, como é o caso do método dos volumes finitos. Neste método, o espaço por onde o fluido escoar é dividido em diversos volumes de controlo de tamanho infinitesimal (malha computacional) que transformam as equações diferenciais parciais em equações algébricas e as integram utilizando técnicas numéricas que relacionam as propriedades de cada volume de controlo com as dos volumes de controlo circundantes [11].

2.2 Métodos de simulação de escoamentos turbulentos

Como já foi possível referir, as equações de Navier-Stokes na sua forma completa (tridimensional e transiente) podem ser resolvidas numericamente sem recorrer a nenhum modelo de turbulência [28], sendo este método de simulação conhecido como *Direct Numerical Solution* (*DNS*). No *DNS* todas as escalas de turbulência são simuladas, o que faz com que seja necessário garantir que a resolução de malha seja suficiente para captar as escalas de turbulência mais pequenas [28]. Uma vez que o número mínimo de elementos de malha necessário para uma perfeita resolução espacial do escoamento é proporcional a $Re^{9/4}$ [32], o uso do *DNS* para escoamentos com um número de Reynolds elevado traduz-se numa malha computacional contendo muitos

elementos, o que acarreta um enorme esforço computacional, que neste momento não é atingível. Devido a isto, o uso do DNS é restringido a escoamentos em geometrias razoavelmente simples e com baixo a moderado número de Reynolds [33], tornando-se portanto este método inviável para simulações numéricas em ejetores.

Como alternativa ao DNS existem outros dois métodos de simulação numérica que requerem requisitos computacionais menos exigentes: o método *Large Eddy Simulation (LES)* e o método *Reynolds Avarage Navier-Stokes (RANS)*.

O método *LES* consiste na aplicação de uma operação de filtragem de forma a remover o efeito das escalas mais pequenas de turbulência [34]. Desta forma, as grandes escalas de turbulência são resolvidas diretamente através das equações de Navier-Stokes, à semelhança do DNS, sendo que as escalas mais pequenas, também conhecidas como escalas submalha, são modeladas por um modelo algébrico simples, o qual é denominado modelo submalha [35]. Desta forma o custo computacional associado ao *LES* é bastante inferior ao *DNS*. Apesar disto, este método apenas permite a simulação numérica das equações de Navier-Stokes na sua forma tridimensional e transiente, o que faz com que ainda apresente a necessidade de malhas muito finas, fazendo com que não seja ainda o método mais indicado para a simulação em ejetores.

No método *RANS* as propriedades do escoamento são decompostas num valor médio e numa flutuação relacionada à turbulência. Com o emprego desta estratégia de decomposição em todas as propriedades do fluxo consegue-se uma equação para resolução do escoamento médio por meio de uma média temporal das equações de Navier- Stokes [36]. Dos três métodos, este é o que apresenta um menor custo computacional. Para além disto, o *RANS* não necessita que as equações de Navier-Stokes sejam resolvidas tridimensionalmente, podendo tomar partido do facto de os ejetores poderem ser analisados de uma forma axissimétrica, e com isto não necessitar de malhas tão pesadas a nível computacional, fazendo deste o método de eleição para o estudo de escoamentos em ejetores.

Dadas as características do método *RANS* serem as mais indicadas para simulações numéricas em ejetores, a próxima secção será dedicada a uma explicação mais detalhada sobre o mesmo.

2.3 Modelos *RANS*

Segundo Reynolds, a velocidade instantânea num escoamento turbulento pode ser decomposta em duas componentes, uma componente média e uma componente de flutuação, tal como se pode verificar pela Figura 2.1.

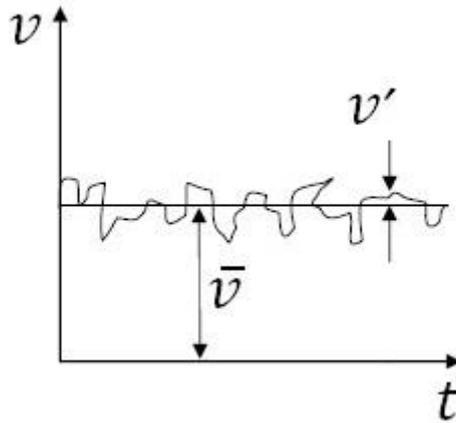


Figura 2.1 - Representação esquemática da decomposição de Reynolds.

Desta forma, a velocidade instantânea segundo a direção i vem dada por:

$$v_i = \bar{v}_i + v'_i \quad (2.5)$$

em que v_i corresponde à velocidade instantânea, \bar{v}_i à velocidade média e v'_i à velocidade flutuante.

Esta decomposição pode ser também estendida para outras variáveis do escoamento, sendo que para uma variável genérica (Φ) esta decomposição vem dada por:

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (2.6)$$

A expressão do operador da média é determinado por:

$$\bar{\Phi} = \int \Phi dt \quad (2.7)$$

A média das flutuações é nula, pela própria definição:

$$\bar{\Phi}' = 0 \quad (2.8)$$

Aplicando esta decomposição às equações de Navier-Stokes (equações 2.3 a 2.4) é possível obter as equações *RANS* que vêm dadas por [37][38]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{v}_i) = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j) = \rho g_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{v}'_i \bar{v}'_j) \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}[\bar{v}_i(\rho h + P)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\alpha_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + u_i(-\rho \bar{v}'_i \bar{v}'_j) \right] \quad (2.11)$$

onde T é a temperatura, $\alpha_{\text{eff}} = \alpha + \alpha_t$ é a condutibilidade térmica efectiva e α_t é a condutibilidade térmica turbulenta [39]. O termo $-\rho \bar{v}'_i \bar{v}'_j$ que aparece nas equações 2.8 e 2.9 é denominado por tensor de Reynolds. Este pode ser interpretado fisicamente como a contribuição da transferência de quantidade de movimento devido às escalas de movimento turbulentas [27]. A introdução do tensor de Reynolds irá levar à criação de seis novas variáveis, o que se irá traduzir num sistema indeterminado, sendo necessárias expressões extra para a sua avaliação, que serão dadas a partir de modelos de turbulência.

Estes modelos de turbulência podem ser subdivididos em dois grandes grupos: modelos de viscosidade turbulenta e modelos de segunda ordem. Os modelos de viscosidade turbulenta, também conhecidos como *Eddy Viscosity Models (EVM)* são baseados no conceito da viscosidade turbulenta (μ_t) proposta por Boussinesq. Uma abordagem mais detalhada acerca deste grupo de modelos será feita na próxima secção uma vez que os modelos a serem utilizados neste trabalho se baseiam no *EVM*. Os modelos de segunda ordem, também conhecidos como *Reynold Stress Models (RSM)*, resolvem versões simplificadas do tensor de Reynolds utilizando vários tipos de aproximações e hipóteses.

2.4 Modelos *EVM*

Os modelos de turbulência que em seguida serão apresentados são baseados no conceito de viscosidade turbulenta, introduzido primeiramente por Boussinesq (1877) e generalizado por Kolmogorov (1942) [27]. Segundo esta aproximação, o tensor de Reynolds pode ser relacionado com o gradiente da velocidade média da seguinte forma [30]:

$$-\rho \bar{v}'_i \bar{v}'_j = u_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{v}_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.12)$$

em que k é a energia cinética turbulenta. A grande vantagem desta aproximação é o custo computacional relativamente baixo associado à determinação da viscosidade turbulenta. No entanto a grande desvantagem desta aproximação é o facto de considerar que a turbulência é isotrópica [23].

Estes modelos podem ser classificados mediante o número de equações de transporte que utilizam para a definição do tensor de Reynolds por [27]:

- Modelos de zero equações (Algébricos): Uma equação algébrica é usada no cálculo da viscosidade turbulenta (Exemplos: Cebeci-Smith, Baldwin-Lomax e Johnson-King);
- Modelos de uma equação: Neste tipo de modelos a viscosidade turbulenta é expressa como um produto de uma escala de velocidade por uma escala de comprimento da turbulência. A energia cinética turbulenta é usada para definir a escala de velocidade e é obtida através de uma equação de transporte. A escala de comprimento turbulenta é calculada através de uma expressão algébrica (Exemplos: Baldwin-Barth, Spalart-Allmaras e Rahman-Siikonen);

- Modelos de duas equações: As escalas de velocidade e de comprimento são obtidas através da solução de duas equações de transporte, cada uma para um escalar turbulento (Exemplos: $k-\varepsilon$, $RNG\ k-\varepsilon$, $Realizable\ k-\varepsilon$, $k-\omega$ e $SST\ k-\omega$);

Neste trabalho optou-se pela utilização de modelos de duas equações, uma vez que a grande maioria dos estudos realizados no âmbito de simulações *CFD* em ejetores se baseiam nestes, tal como se pode verificar na Tabela 1.2. Para além destes, também será utilizado um modelo de quatro equações baseado no modelo $SST\ k-\omega$, o $Transition\ SST$, uma vez que este nunca foi utilizado em simulações *CFD* em ejetores.

Na Tabela 3.1 encontra-se uma breve descrição dos modelos selecionados. De forma a obter uma informação mais detalhada acerca destes modelos, sugere-se ao leitor a consulta das referências [32][38][39].

Tabela 2.1 - Breve descrição dos modelos de turbulência selecionados

Modelo	Descrição
$k-\varepsilon$	Modelo que utiliza duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa de dissipação da turbulência (ε).
$RNG\ k-\varepsilon$	Este modelo é um refinamento do modelo $k-\varepsilon$, sendo que é derivado diretamente a partir das equações de Navier-Stokes instantâneas, usando uma técnica matemática denominada por “Renormalization Group Method” (RNG).
$Realizable\ k-\varepsilon$	Este modelo é um desenvolvimento recente do modelo $k-\varepsilon$ e difere deste em dois aspetos importantes: <ul style="list-style-type: none"> • Apresenta uma nova formulação para μ_t. • É implementada uma nova equação de transporte para ε
$k-\omega$	Este modelo utiliza uma versão modificada da equação de transporte de k usada no modelo $k-\varepsilon$ e uma outra equação de transporte para a taxa de dissipação específica (ω)
$SST\ k-\omega$	O modelo “Shear Stress Transport” (SST) é uma variante do modelo $k-\omega$. Este é uma combinação dos modelos padrão $k-\omega$ e $k-\varepsilon$, sendo que o primeiro é aplicado para zonas próximas de parede e o segundo para as zonas mais afastadas da parede.
$Transition\ SST$	Este modelo é baseado no modelo $SST\ k-\omega$, sendo que são resolvidas duas equações de transporte adicionais.

3 Modelação e simulação *CFD*

O objetivo desta dissertação é fazer uma avaliação do desempenho de um conjunto de modelos de turbulência selecionados na análise do comportamento de um ejetor. Neste sentido, numa primeira fase será feita a seleção de um trabalho experimental por forma a obter-se informações acerca do ejetor que será analisado, tais como a sua geometria e condições operacionais. Seguidamente será feita a modelação *CFD* do ejetor experimental, incluindo a definição do domínio computacional, das condições de fronteira e da malha computacional. Numa fase final será apresentada a estratégia adotada nas simulações realizadas no software Fluent (Ansys, USA).

3.1 Seleção do ejetor experimental para a análise dos modelos de turbulência

Para a seleção do ejetor experimental foram tidos em conta os seguintes critérios:

- Geometria do ejetor bem definida de forma a ser possível a sua implementação no software *CFD*;
- Dados experimentais apresentados de forma clara e completa, de forma a ser possível a comparação dos resultados obtidos via simulação *CFD*.

Após uma extensiva pesquisa de alguns trabalhos experimentais publicados [4,8,10,13,40-43], foi selecionado o trabalho da autoria de Eames et al. [13]. Neste trabalho experimental é feita a análise do desempenho de um ejetor com capacidade de arrefecimento de 2 kW utilizando água como fluido de trabalho.

Na Figura 3.1 encontra-se uma representação esquemática do ejetor utilizado neste trabalho experimental onde são apresentadas as suas características geométricas mais relevantes.

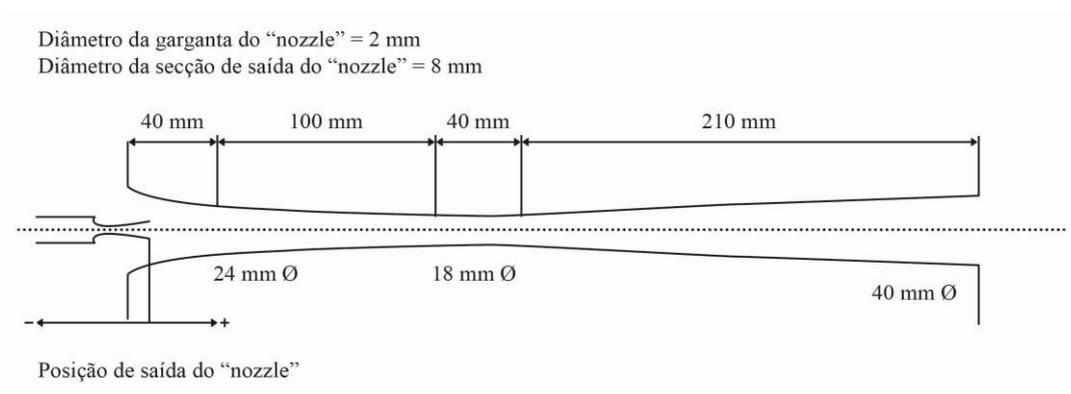


Figura 3.1 - Representação esquemática do ejetor em estudo e principais características geométricas [43]

Para o teste do ejetor foram utilizadas diversas condições operacionais, fazendo variar as temperaturas (saturação) do gerador e evaporador entre 120 °C-140 °C e 5 °C-10 °C, respectivamente. Para cada conjunto de condições fixas de gerador e evaporador, foi alterada a pressão do condensador de forma a determinar as curvas características do ejetor.

3.2 Modelo computacional do ejetor experimental selecionado

Após a seleção do ejetor experimental a ser estudado, um modelo computacional foi desenvolvido para a sua implementação no software *CFD*. Para tal, foi definido o domínio computacional e as condições de fronteira aplicadas com base numa série de pressupostos.

Com base nas principais características geométricas do ejetor experimental (Figura 3.1), o domínio computacional modelado a ser utilizado nas simulações do presente estudo está apresentado na Figura 3.2, indicando todas as suas dimensões.

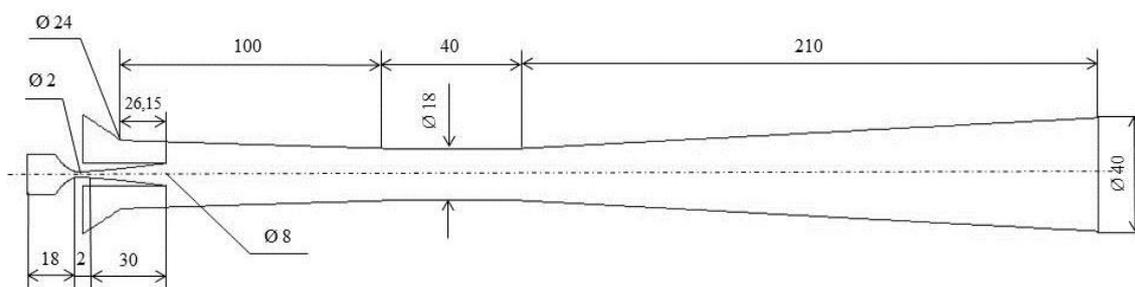


Figura 3.2 - Características dimensionais do domínio computacional (em mm)

Na modelação do ejetor foram considerados os seguintes pressupostos:

- O escoamento no interior do ejetor é considerado bidimensional axissimétrico, uma vez que desta forma são requeridos menos recursos computacionais e tempo quando comparados com a modelagem tridimensional. Foi feita esta escolha visto que num estudo realizado por Pianthong et al. [25], foi demonstrado que os resultados obtidos usando este sistema de coordenadas se revelam muito próximos dos resultados utilizando um ejetor 3D.
- O escoamento no interior do ejetor é compressível e turbulento, sendo que serão utilizadas as equações RANS apresentadas no capítulo 2 (Equações 2.9 a 2.11) para a descrição do mesmo.

- As paredes do ejetor são consideradas adiabáticas, sendo desprezada a troca de calor entre o exterior e o interior do mesmo;
- O fluido de trabalho é considerado como gás perfeito uma vez que o ejetor funciona com pressões absolutas no interior da câmara de mistura relativamente baixas. Desta forma, a densidade do fluido de trabalho vem dada pela equação 3.1, em que o termo R corresponde à constante específica dos gases perfeitos ($\approx 290 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}$). As restantes propriedades do fluido de trabalho são apresentadas na Tabela 3.1.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.1)$$

Tabela 3.1 - Propriedades do fluido de trabalho

Propriedades do fluido de trabalho (Vapor de água)	
Viscosidade ($\text{kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$)	$1,34\text{e}^{-5}$
Calor específico ($\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	1900
Condutividade térmica ($\text{W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$)	0,0261
Massa molecular (kg kmol^{-1})	18,01534

As condições de fronteira que serão utilizadas neste modelo são as seguintes:

- Entrada primária (“nozzle”): Pressão de saturação correspondente a T_g ;
- Entrada secundária: Pressão de saturação correspondente a T_e ;
- Saída: Pressão do condensador (dados experimentais).

3.3 Malha computacional

Para a elaboração da malha computacional foi utilizado o software comercial Gambit 2.4 (Ansys, USA). No presente trabalho foi utilizado o tipo de malha estruturado. Este tipo de malha é constituído por volumes de controlo (VC) quadriláteros, que são dispostos num padrão regular ao longo do domínio computacional. A utilização deste tipo de malha possibilita um bom controlo na sua construção, bem como uma boa precisão dos resultados numéricos.

Na malha que foi utilizada nas várias simulações *CFD*, foi aplicado um maior número de volumes de controlo nas zonas em que se esperava um maior gradiente das variáveis a serem calculadas (ver a Figura 3.3)

Para garantir que os resultados obtidos a partir das simulações *CFD* do ejetor fossem independentes do número de volumes de controlo de malha, foram testadas quatro malhas com diferentes densidades. Na Tabela 3.2 encontram-se os resultados obtidos para as variáveis \dot{m}_g , \dot{m}_e , λ e *COP* nas simulações para as condições de funcionamento de $T_g = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ e $P_c = 38 \text{ mbar}$, utilizando o modelo de turbulência *Realizable k- ϵ* . As diferenças relativas nestas variáveis obtidas com as quatro malhas de densidades diferentes são indicadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Resultados obtidos com as quatro malhas (1-4).

	Malha				ε_r (%)		
	1	2	3	4	1-2	2-3	3-4
Nº de VC	29345	36682	45852	55022			
\dot{m}_g (g/s)	0,9106	0,8865	0,8944	0,8934	2,14	0,89	0,12
\dot{m}_e (g/s)	0,2793	0,2976	0,2895	0,2911	6,12	2,79	0,54
λ	0,309	0,337	0,324	0,326	8,09	3,71	0,66
<i>COP</i>	0,308	0,335	0,323	0,326	8,06	3,71	0,92

Considerando um critério de 1%, como a variação máxima para os caudais e os indicadores de desempenho, verifica-se que uma malha com aproximadamente 46000 volumes de controlo levou a resultados independentes da sua densidade. Desta forma a malha escolhida foi a malha 3.

Alguns detalhes da malha escolhida a ser utilizada nas simulações posteriores encontram-se na Figura 3.3.

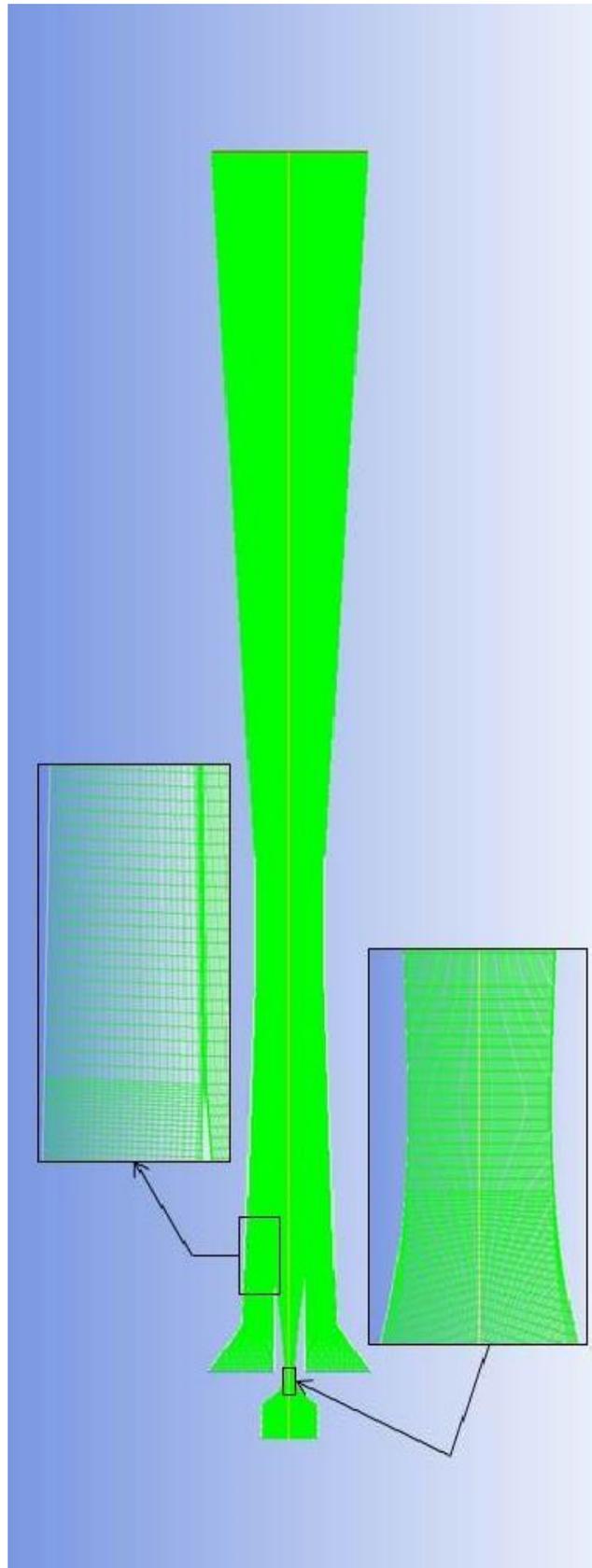


Figura 3.3 - Estrutura da malha computacional do ejetor

3.4 Estratégia de simulação do escoamento no interior do ejetor

Para levar a cabo as simulações do escoamento no interior do ejetor com os diferentes modelos de turbulência selecionados, utilizou-se o software comercial Fluent 14.0 (Ansys, USA).

De forma a obter uma convergência mais rápida das soluções, o processo de simulação foi realizado em dois passos:

1. Num primeiro passo, os termos dependentes do tempo são mantidos (transiente) e as soluções são calculadas a partir de um esquema de avanço no tempo, de forma a evitar instabilidades numéricas que podem surgir na fase inicial das simulações;
2. Numa segunda fase as soluções são calculadas para regime permanente através de uma combinação de um algoritmo segregado (*SIMPLE*) e acoplado (*Coupled*), até se atingir a convergência final.

Como critério de convergência admitiu-se que os resíduos relativos de cada variável do escoamento deveriam ser inferiores a 10^{-6} .

Para a realização das simulações foi utilizado um computador portátil possuindo um processador Intel Core i7 e 4gbs de RAM. O tempo médio de cada simulação variou entre 30 a 45 minutos.

4 Análise e discussão de resultados

Pretende-se com este capítulo fazer uma análise dos resultados obtidos a partir das simulações *CFD* efetuadas por forma a avaliar o desempenho dos vários modelos de turbulência apresentados no capítulo 2. Os resultados obtidos foram comparados com os dados do trabalho experimental realizado por Eames et al.[13] (Capítulo 3) por forma a analisar a capacidade de cada um dos modelos na previsão do desempenho de ejetores.

Primeiramente será feita uma análise do campo de escoamentos no interior do ejetor através do perfil de velocidades obtido para cada um dos modelos de turbulência. Seguidamente, os resultados numéricos obtidos via simulação *CFD* serão validados por comparação aos resultados experimentais.

4.1 Campo de velocidades ao longo do ejetor

Para analisar o campo de escoamento no interior do ejetor foram obtidos os perfis de velocidade para cada um dos modelos de turbulência em análise, recorrendo à distribuição de número de Mach ao longo do ejetor. O número de Mach (Ma), traduz a relação entre a velocidade do fluído e a velocidade do som, e vem dado por:

$$Ma = \frac{v_f}{c} \quad (4.1)$$

Na equação 4.1, o termo v_f corresponde à velocidade local do fluido e c corresponde à velocidade do som.

Na Figura 4.1 encontram-se os contornos de número Mach ($Ma \geq 1$) determinados para cada um dos modelos de turbulência em análise para a seguinte condição de funcionamento: $T_g = 120$ °C, $T_e = 7,5$ °C e $P_c = 28$ mbar. De notar que, para esta condição de funcionamento, o ejetor experimental encontra-se a funcionar em modo crítico.

Pela análise da Figura 4.1a é possível constatar-se que no caso do modelo $k-\varepsilon$, o fluido primário atinge a velocidade sónica na garganta do “nozzle” ($Ma = 1$) sendo posteriormente acelerado (expandido) ao longo da zona divergente, apresentando-se no estado supersónico ($M \approx 4$) na secção de saída deste. A cerca de 18 mm da saída do “nozzle”, o fluido primário atinge a sua velocidade máxima, sendo o número de Mach aproximadamente igual a 4,8. A aproximação dos contornos de número de Mach à parede do ejetor indica que o fluido secundário foi acelerado devido ao efeito da interação entre os dois jatos, atingindo também a velocidade sónica. Isto sugere

que o modelo $k-\varepsilon$ preveja que o ejetor esteja a operar no modo crítico (Figura 1.4). À saída da zona de secção constante, é possível verificar-se que existe uma diminuição abrupta da velocidade do fluido (mistura do fluido primário e secundário), atingindo esta a velocidade subsónica ($Ma < 1$) a aproximadamente 200 mm da saída do “nozzle”.

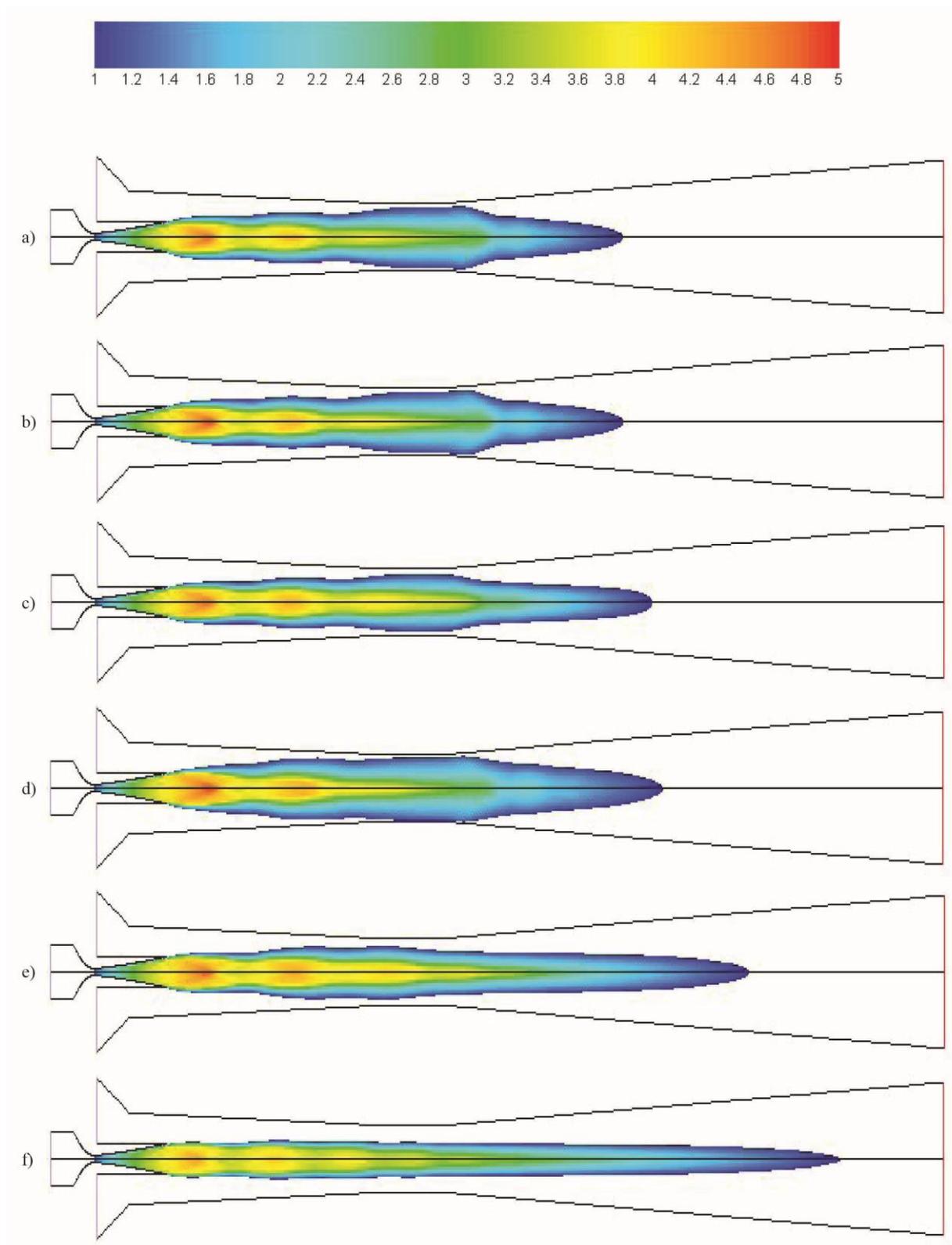


Figura 4.1 - Contornos da velocidade Mach ($Ma > 1$) ao longo do ejetor para os modelos: a) $k-\varepsilon$, b) $RNG\ k-\varepsilon$, c) *Realizable* $k-\varepsilon$, d) *Transition SST*, e) *SST* $k-\omega$ e f) $k-\omega$

Analisando agora os perfis de velocidade obtidos a partir dos restantes modelos e comparando com o modelo $k-\varepsilon$ é possível verificar-se que:

- O modelo *RNG* $k-\varepsilon$ obteve um perfil de velocidades muito similar ao verificado pelo modelo $k-\varepsilon$, o que sugere que estes dois modelos apresentem uma previsão do funcionamento do ejetor muito semelhante.
- O modelo *Realizable* $k-\varepsilon$ (Figura 4.1c), apesar de apresentar um perfil de velocidades semelhante ao modelo $k-\varepsilon$ na zona da camara de mistura e secção constante do ejetor, tal já não se verifica na zona do difusor, sendo que a mistura atinge a velocidade subsónica numa posição mais afastada do “noozle” (≈ 205 mm). Adicionalmente, os contornos de número de Mach apresentam-se ligeiramente mais afastados da parede do ejetor do que no modelo $k-\varepsilon$, o que revela que uma menor quantidade de fluido secundário atingiu a velocidade sónica. Isto significa que, para estas condições operacionais, o modelo *Realizable* $k-\varepsilon$ preveja um desempenho do ejetor inferior.
- O perfil de velocidades obtido a partir do modelo *Transition SST* (Figura 4.1d), à semelhança do modelo *Realizable* $k-\varepsilon$ denota que a mistura atinge a velocidade subsónica a um distância mais afastada da saída do “noozle”, sendo esta aproximadamente 215 mm. Os contornos de número de Mach apresentados por este modelo são os que mais se aproximam da parede do ejetor, sendo que se pode concluir que para as condições operacionais em uso este seja o modelo que prevê um melhor desempenho do ejetor.
- No modelo *SST* $k-\omega$ (Figura 4.1e), a mistura atinge a velocidade subsónica numa posição ainda mais afastada à verificada pelos modelos anteriores (≈ 250 mm). Os contornos de número de Mach apresentados por este modelo indicam que este prevê um pior desempenho do ejetor comparativamente aos restantes modelos analisados.
- O modelo $k-\omega$ (Figura 4.1f) é aquele que apresenta um perfil de velocidades menos semelhante ao modelo $k-\varepsilon$. Para além de ser o modelo que prevê que a mistura atinge a velocidade sónica numa posição mais afastada do “noozle” (≈ 300 mm), também é o que apresenta contornos de número de Mach mais afastados da parede do ejetor, o que sugere que o fluido secundário não tenha atingido a velocidade sónica. Isto significa que para a condição operacional em análise, o modelo $k-\omega$ prevê que o ejetor se encontra a funcionar no modo subcrítico.

4.2 Análise do desempenho dos modelos de turbulência

Nesta secção será analisada a capacidade dos vários modelos de turbulência na previsão do funcionamento do ejetor experimental, sendo este o principal objetivo da presente dissertação. Neste sentido os valores de *COP* obtidos por cada um dos modelos para as diferentes condições de funcionamento serão comparados com os valores de *COP* determinados experimentalmente.

Os resultados numéricos obtidos para as diferentes condições operacionais são apresentados na Tabela 4.1. Os valores de P_c incluídos na tabela correspondem à pressão crítica de condensador.

Tabela 4.1 - Valores de COP e pressão crítica de condensador em função das diferentes condições de funcionamento (T_g e T_e).

T_e (°C)	T_g (°C)	P_c (mbar)	COP						
			Exp	$k-\varepsilon$	RNG $k-\varepsilon$	Realizable $k-\varepsilon$	Transition SST	$k-\omega$	SST $k-\omega$
5	120	34	0,40	0,25	0,28	0,21	0,41	-0,21	0,13
	125	37	0,34	0,29	0,30	0,24	0,34	-0,14	0,15
	130	44	0,28	0,19	0,20	0,17	0,29	S.C.	0,03
	135	51	0,25	0,14	0,14	0,16	0,24	S.C.	0,02
	140	54	0,18	0,19	0,18	0,19	0,20	S.C.	0,10
7,5	120	36	0,50	0,27	0,30	0,22	0,5	-0,26	0,15
	125	41	0,42	0,20	0,23	0,16	0,42	-0,26	0,07
	130	46	0,36	0,19	0,21	0,15	0,36	S.C.	0,05
	135	51	0,30	0,20	0,21	0,17	0,30	S.C.	0,06
	140	57	0,23	0,21	0,20	0,20	0,26	S.C.	0,056
10	120	38	0,59	0,36	0,40	0,30	0,65	-0,2	0,28
	125	42	0,54	0,34	0,37	0,27	0,55	-0,23	0,23
	130	47	0,47	0,31	0,33	0,23	0,47	-0,27	0,16
	135	53	0,39	0,26	0,28	0,20	0,41	S.C.	0,11
	140	60	0,31	0,22	0,23	0,17	0,35	S.C.	0,06

S.C. – Sem convergência

Observando a tabela acima é possível verificar-se que existe uma grande diferença nos resultados obtidos pelos diferentes modelos de turbulência nas mesmas condições operacionais, o que foi esperado com base na análise do campo do escoamento avaliado na seção anterior. Olhando os resultados é óbvio que em alguns casos, as simulações aproximam bem os valores experimentais e em outros casos os COP previstos são errados. Assim, e para demonstrar estas diferenças serão abordados alguns casos específicos.

Para condições operacionais $T_e = 5$ °C, $T_g = 140$ °C e $P_c = 54$ mbar, o modelo $k-\varepsilon$ apresenta um COP de 0,19 que comparado com o valor obtido experimentalmente representa um erro relativo de aproximadamente 6%, o que sugere um excelente desempenho deste modelo. Contudo, analisando o mesmo modelo para $T_e = 5$ °C, $T_g = 120$ °C e $P_c = 34$ mbar, verifica-se que o erro relativo cometido é de 38%, sendo este muito superior ao obtido para a condição operacional analisada anteriormente. Isto poderá sugerir que este modelo não apresenta consistência nos resultados apresentados.

Analisando os valores de COP obtidos utilizando o modelo *Transition SST*, apura-se que estes são muito próximos dos valores obtidos no caso experimental para as condições operacionais utilizadas. Fazendo uma análise para as mesmas condições operacionais utilizadas no modelo $k-\varepsilon$, é possível verificar-se que apesar de para $T_e = 5$ °C, $T_g = 140$ °C e $P_c = 54$ mbar o modelo *Transition SST* apresentar um erro relativo de aproximadamente 15%, sendo este superior ao cometido pelo modelo $k-\varepsilon$, já para $T_e = 5$ °C, $T_g = 120$ °C e $P_c = 34$ mbar o erro cometido é de apenas aproximadamente 1%. Isto sugere que o modelo *Transition SST* se revela mais consistente que o

modelo $k-\varepsilon$. É possível ainda verificar-se, que para $T_g = 140$ °C, o erro relativo cometido por este modelo é superior ao cometido para temperaturas inferiores.

A análise da Tabela 4.1 permite ainda concluir que o modelo $k-\omega$ foi o que apresentou a pior previsão do funcionamento do ejetor experimental. Para $T_g > 125$ °C não foi possível obter-se convergência numérica a partir deste modelo, com exceção do caso em que $T_e = 10$ °C. Nos restantes casos os valores de COP obtidos são negativos, significando isto que o modelo prevê a falha do ejetor, o que na realidade não acontece. Desta forma, para as condições operacionais em uso, de entre os modelos estudados, este é o menos adequado para o estudo deste ejetor.

Para facilitar a análise dos dados presentes na Tabela 4.1, apresenta-se na Figura 4.2 a comparação entre os valores de COP experimentais e determinados para cada um dos modelos de turbulência em análise, onde a linha a contínua corresponde a um erro relativo de 0%, as linhas pontilhadas a $\pm 10\%$ e as linhas a traço ponto a $\pm 20\%$.

Analisando a Figura 4.2 torna-se evidente que o modelo *Transition SST* (Figura 4.2d) foi o que melhor previu os valores obtidos experimentalmente. Este modelo apresenta para aproximadamente 80% dos valores de COP determinados um erro relativamente ao COP experimental compreendido entre $\pm 10\%$, o que vem corroborar o que já tinha sido afirmado quanto à sua consistência. O erro relativo médio cometido por este modelo foi de aproximadamente 5%, o que pode ser considerado excelente. Finalmente, é possível verificar-se que a maior parte dos valores obtidos são superiores aos experimentais, o que revela que este modelo sobrestima os valores de COP experimentais.

Logo a seguir ao modelo *Transition SST*, os modelos $k-\varepsilon$ (Figura 4.2a) e *RNG $k-\varepsilon$* (Figura 4.2c) foram aqueles que mais se conseguiram aproximar dos resultados experimentais. No entanto, a diferença para os valores experimentais revela-se elevada, sendo esta superior a 20%, sendo o erro relativo médio de aproximadamente 33% para o modelo $k-\varepsilon$ e 29% para o modelo *RNG $k-\varepsilon$* . Estes valores permitem concluir que o desempenho destes modelos é muito similar. A análise da figura também permite constatar que existe uma grande discrepância entre os valores de COP obtidos. Alguns apresentam erros relativos compreendidos no intervalo $\pm 20\%$, e outros apresentam erros na ordem dos 50%. Este fato permite concluir que estes modelos apresentam pouca consistência.

Para os restantes modelos esta diferença intensificou-se ainda mais, verificando-se um erro relativo médio de aproximadamente 42% para o modelo *Realizable $k-\varepsilon$* (Figura 4.2c) e de 71% para o modelo *SST $k-\omega$* (Figura 4.2e). O modelo $k-\omega$ (Figura 4.2e), como de resto já fora possível constatar-se pela análise da Tabela 4.1, foi totalmente incapaz de prever o funcionamento do ejetor.

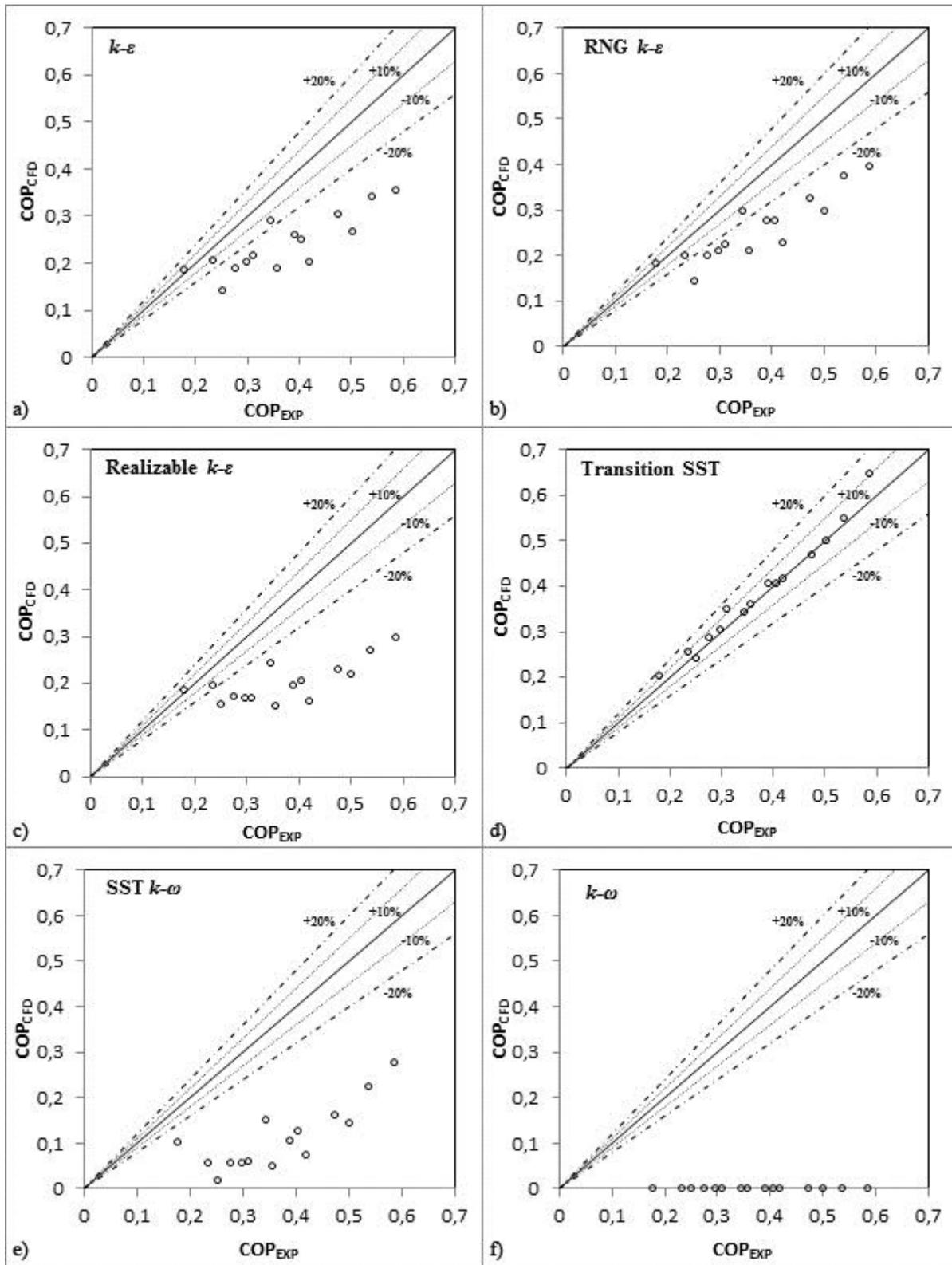


Figura 4.2 - Comparação dos valores de COP experimentais com os valores de COP obtidos pelos diversos modelos em estudo para a pressão crítica determinada experimentalmente. a) $k-\epsilon$, b) $RNG\ k-\epsilon$, c) $Realizable\ k-\epsilon$, d) $Transition\ SST$, e) $SST\ k-\omega$, f) $k-\omega$.

A análise levada a cabo para os vários modelos permite concluir que para as condições operacionais em estudo, todos os modelos, com exceção do modelo *Transition SST*, apresentam valores de COP bastante inferiores aos valores de COP obtidos experimentalmente. Este fato pode indicar que os modelos estão a prever o funcionamento do ejetor no modo subcrítico (Figura 1.4), em vez de o fazerem no modo crítico, como na realidade acontece. Tal como já foi explicado na

secção 1.4, no modo subcrítico de funcionamento, um aumento da pressão do condensador provoca uma diminuição abrupta no valor de λ , o que se reflete numa diminuição do COP do sistema. Esta poderá ser a explicação para o que sucede com os referidos modelos. De forma a averiguar esta situação, apresenta-se na Figura 4.2 a evolução da pressão crítica de condensador obtida experimentalmente e pelos vários modelos de turbulência em função de T_g (120 a 140 °C) para as três condições de funcionamento do evaporador (5 °C, 7,5 °C e 10 °C).

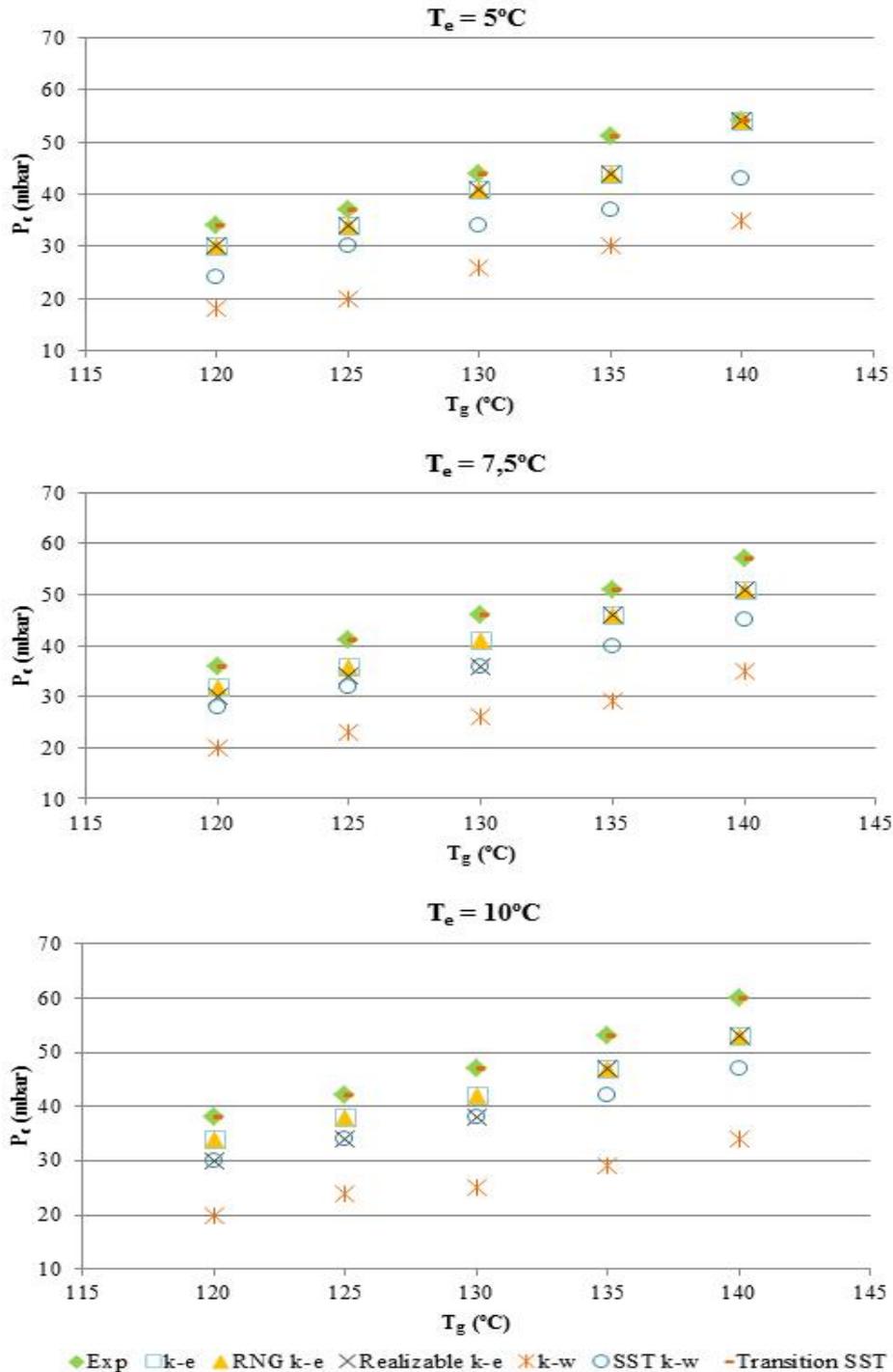


Figura 4.3 - Variação da pressão crítica do condensador com T_g , para T_e igual a: 5 °C, 7,5 °C e 10 °C.

Analisando a Figura 4.3 é possível notar que todos os modelos em estudo, com exceção do *Transition SST*, cujos valores de pressão estão em concordância com os experimentais, obtêm

valores de pressão crítica de condensador inferiores à experimental. Como referido na secção 1.4, no caso de a pressão de condensador ser superior à pressão crítica, os valores de *COP* são inferiores aos valores obtidos para a pressão crítica do condensador. Assim, os modelos utilizados, para as condições de funcionamento iguais às do trabalho experimental, estão a prever valores de *COP* para a zona de funcionamento em modo subcrítico dos respetivos modelos, com exceção do modelo *Transition SST* que prevê os resultados para a pressão crítica de funcionamento e do *k- ω* que prevê a falha do ejetor.

Por exemplo, para $T_g = 140$ °C e $T_e = 5$ °C (Figura 4.3a), os modelos *k- ϵ* (padrão, *Realizable* e *RNG*) e *Transition SST* obtêm valores de pressão crítica de condensador iguais ao valor obtido experimentalmente (54 mbar). Como notado no início desta secção, nestas condições de funcionamento os modelos atrás referidos obtiveram valores de *COP* próximos do valor experimental, sendo que o erro relativo máximo obtido foi de 15% para o modelo *Transition SST*. No caso de $T_g = 130$ °C e $T_e = 10$ °C (Figura 4.3b), os modelos *k- ϵ* (padrão e *RNG*) e *Realizable k- ϵ* falham na previsão da pressão crítica experimental em 5 e 10 mbar, respetivamente. De notar que os valores de *COP* obtidos pelos modelos *k- ϵ* e *RNG k- ϵ* apresentam resultados bastante próximos (36% e 31% de erro, respetivamente). No caso do modelo *Realizable k- ϵ* a diferença da pressão crítica experimental para a pressão crítica prevista pelo modelo é superior à dos modelos anteriores, o que se traduz num erro relativo de *COP* de 51%, superior aos modelos anteriores. Relativamente ao modelo *Realizable k- ϵ* , é ainda possível verificar-se que para $T_g < 135$ °C e $T_e = 7,5$ e 10 °C, este prevê pressões críticas de condensador inferiores aos modelos *k- ϵ* (padrão e *RNG*), o que se reflete num afastamento dos valores *COP* em relação aos modelos *k- ϵ* (padrão e *RNG*), tal como se pode verificar nas Figuras 4.2a, 4.2b e 4.2c.

De entre todos os modelos, o *k- ω* foi o que apresentou uma previsão da pressão crítica de condensador mais afastada da determinada experimentalmente, sendo o erro relativo cometido superior a 47%. Esta diferença justifica portanto que para as condições operacionais impostas experimentalmente, este modelo preveja a falha do ejetor.

Após esta análise, conclui-se que quanto mais afastados os valores de pressão crítica previstos pelos modelos se encontram do previstos experimentalmente, maior é o afastamento verificado pelos valores de *COP* determinados.

Como foi possível verificar-se anteriormente, sob condições críticas no condensador, a grande maioria dos modelos previu o funcionamento do ejetor em modo subcrítico, apresentando valores de *COP* inferiores aos experimentais. Desta forma, para uma melhor análise do desempenho destes modelos para a previsão do *COP* no modo crítico de funcionamento do ejetor em estudo, será necessário que estes prevejam que o ejetor esteja a funcionar no seu modo crítico, tal como acontece no ejetor experimental. Assim sendo, será agora feita uma análise dos valores de *COP* obtidos por cada um dos modelos para as pressões críticas previstas por cada um deles (Figura 4.3). Na Tabela 4.2 encontram-se os resultados obtidos para as diferentes condições de funcionamento (T_g e T_e).

Tabela 4.2 - Valores de COP para modo de crítico de funcionamento do ejetor em função das diferentes condições de funcionamento (T_g e T_e).

		COP						
T_e (°C)	T_g (°C)	Exp	$k-\varepsilon$	$RNG\ k-\varepsilon$	<i>Realizable</i> $k-\varepsilon$	Transition <i>SST</i>	$k-\omega$	<i>SST</i> $k-\omega$
5	120	0,40	0,37	0,37	0,35	0,41	0,31	0,34
	125	0,34	0,31	0,31	0,30	0,34	0,27	0,29
	130	0,28	0,27	0,27	0,25	0,29	0,23	0,25
	135	0,25	0,22	0,22	0,22	0,24	0,20	0,21
	140	0,18	0,19	0,18	0,17	0,20	0,17	0,20
7,5	120	0,50	0,43	0,44	0,41	0,50	0,37	0,41
	125	0,42	0,37	0,37	0,35	0,42	0,31	0,35
	130	0,36	0,32	0,32	0,30	0,36	0,28	0,30
	135	0,30	0,28	0,27	0,26	0,30	0,24	0,26
	140	0,23	0,23	0,23	0,23	0,26	0,21	0,22
10	120	0,59	0,54	0,55	0,52	0,65	0,50	0,53
	125	0,54	0,47	0,47	0,44	0,55	0,42	0,45
	130	0,47	0,41	0,41	0,39	0,47	0,39	0,39
	135	0,39	0,35	0,36	0,33	0,41	0,31	0,34
	140	0,31	0,31	0,33	0,29	0,35	0,27	0,29

Uma rápida análise à tabela acima apresentada permite concluir que o desvio apresentado pelos diferentes modelos de turbulência não se demonstra tão acentuado como verificado no caso de estudo anterior. Este fato torna-se notório especialmente para o modelo $k-\omega$, visto que para as presentes condições operacionais este prevê valores de COP muito mais aproximados dos valores experimentais, comparativamente aos resultados obtidos no caso de estudo anterior (Tabela 4.1). Este modelo chega mesmo a apresentar uma previsão muito satisfatória para a condição operacional de $T_g = 140$ °C e $T_e = 5$ °C, sendo o erro relativo cometido de apenas 1%.

Para se verificar o aumento na precisão de previsão dos valores de COP obtidos para as novas condições operacionais, será feita uma análise para algumas condições de funcionamento específicas. Para $T_g = 130$ °C e $T_e = 7,5$ °C, os modelos $k-\varepsilon$ (Padrão e RNG) apresentam um COP de 0,32, que para estas condições constitui um erro relativo de 11%. Os modelos *Realizable* $k-\varepsilon$ e *SST* $k-\omega$ obtêm um valor de 0,30, que apresenta um erro aproximado de 17%. Para o modelo *Transition SST* o valor de COP obtido é de 0,36, sendo este igual ao valor do COP obtido experimentalmente. O modelo $k-\omega$ apresenta um valor de 0,28 que contém um erro relativo de aproximadamente 22%. Estes valores são completamente distintos dos obtidos pelo primeiro estudo efetuado onde os resultados obtidos para as mesmas T_g e T_e para os vários modelos foram: 0,19 para $k-\varepsilon$; 0,21 para $RNG\ k-\varepsilon$; 0,15 para *Realizable* $k-\varepsilon$; 0,05 para *SST* $k-\omega$. O modelo *Transition SST* obteve o mesmo resultado e o modelo $k-\omega$ não obteve convergência. Com recurso a estes valores é possível notar a diferença de resultados obtidos para os dois casos em estudo, sendo o erro máximo nesta nova abordagem de 22%.

Seguidamente é mostrada a Figura 4.4 que ajudará a melhor compreender a melhoria de resultados obtidos com esta nova abordagem.

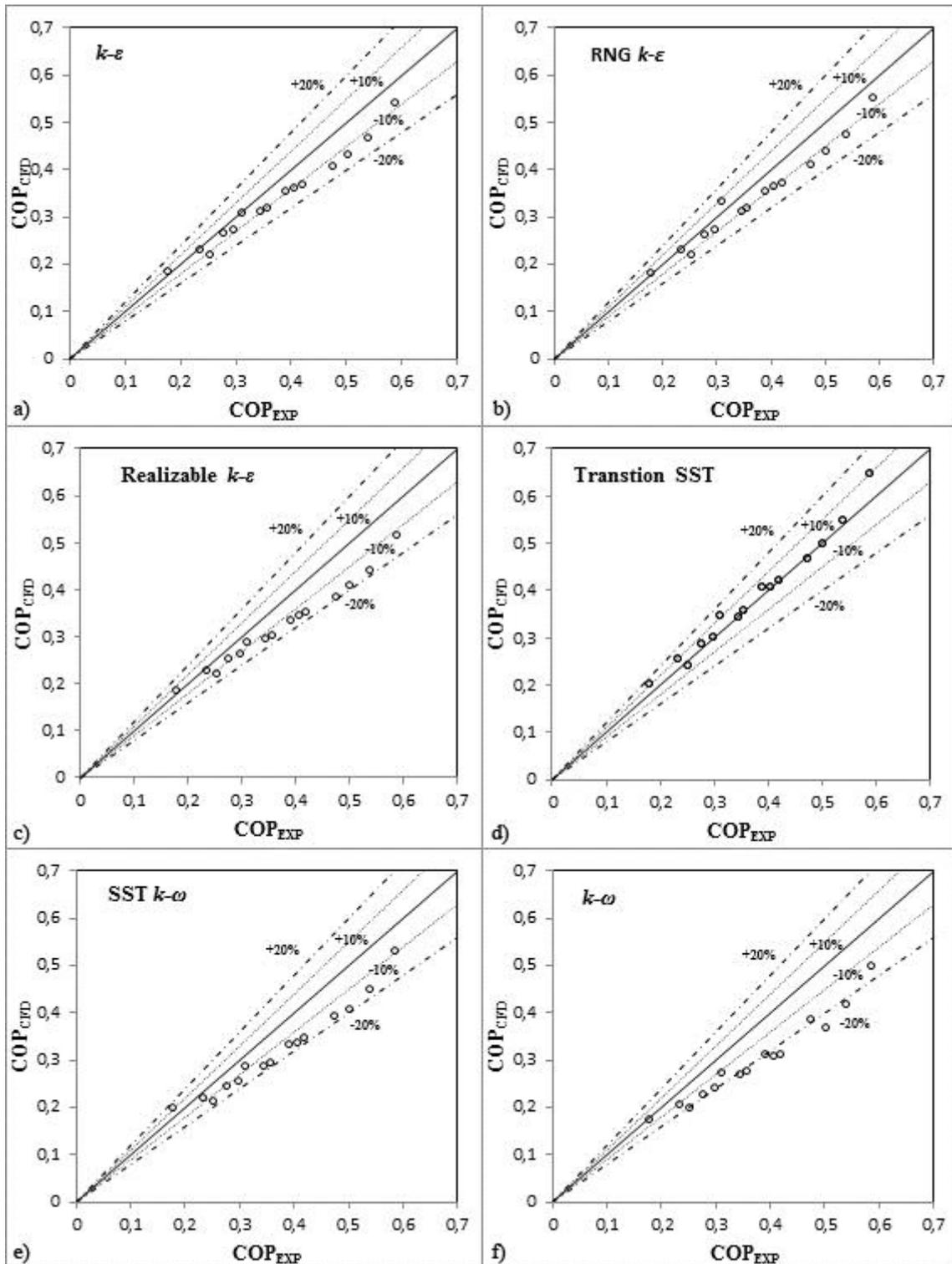


Figura 4.4 - Comparação dos valores de COP experimentais com os valores de COP obtidos pelos diversos modelos em estudo para o modo crítico de funcionamento. a) $k-\epsilon$, b) $RNG k-\epsilon$, c) $Realizable k-\epsilon$, d) $Transition SST$, e) $SST k-\omega$, f) $k-\omega$.

Pela análise da Figura 4.4 é possível desde logo observar que o modelo $k-\omega$ apresenta resultados com um maior erro que os restantes modelos. No primeiro caso de estudo este modelo nem sempre apresentou convergência e quando o fez, apresentou valores negativos indicando a falha do ejetor. Assim, pode-se concluir que este modelo é o mais falível para este ejetor.

Seguidamente, analisando os modelos $SST k-\omega$ e $Realizable k-\epsilon$, observa-se que estes obtêm valores de COP muito próximos e por isso uma dispersão similar com, bastantes resultados a

apresentarem erros superiores a 10%. Também nestes modelos se nota uma grande evolução relativamente ao estudo efetuado anteriormente em que eles apresentavam erros bastante superiores a 20%. Estes modelos apresentam melhores resultados que o modelo $k-\omega$ mas não são ainda os modelos com resultados mais fidedignos.

Os modelos $k-\varepsilon$ e $RNG\ k-\varepsilon$ apresentam valores já satisfatórios e também ambos muito similares. A dispersão de resultados faz-se maioritariamente sobre a linha de 10% de erro relativo, que é bastante aceitável, havendo resultados que ultrapassam levemente esta linha e outros que não chegam a ela. Também nestes modelos a evolução é assinalável pois no primeiro caso de estudo os resultados obtidos raramente baixaram dos 20% de erro.

Finalmente, o modelo *Transition SST* revelou ser aquele que obtém resultados com maior precisão. Ele prevê o maior número de resultados abaixo da linha de 10% de erro, sendo que só em raros casos apresentam um erro superior. Os resultados obtidos para este segundo caso de estudo são iguais aos obtidos para o primeiro caso, visto que, para este modelo a pressão crítica de condensador é igual à pressão experimental.

De forma a melhorar a previsão dos modelos, poderia ser feita uma otimização dos parâmetros de cada um para o ejetor experimental em estudo, tal como foi feito no estudo levado a cabo por Yan et al [44]. No entanto, tal procedimento não é o mais recomendável visto que os parâmetros definidos para um dado ejetor podem não ser adequados para um outro caso.

5 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro

5.1 Conclusões

A presente dissertação teve como principal objetivo a avaliação de um conjunto de modelos de turbulência, de forma a averiguar qual ou quais os modelos que mais se adequam para a previsão do funcionamento de um ejetor. De entre os vários modelos disponíveis, foram selecionados os modelos $k-\varepsilon$ (padrão, *RNG* e *Realizable*) e $k-\omega$ (padrão e *SST*), visto serem os mais utilizados para o estudo de ejetores. Para além destes foi também selecionado o modelo *Transition SST*, modelo que nunca foi utilizado para este tipo de estudo. Para avaliar a validade dos modelos atrás citados, foram levadas a cabo uma série de simulações cujos resultados foram validados por comparação com os dados obtidos a partir de um trabalho experimental selecionado, onde foi feito o estudo do desempenho de um ejetor para diferentes condições operacionais.

Numa primeira fase, os vários modelos foram simulados com recurso às condições operacionais em modo crítico do ejetor determinadas no trabalho experimental. A análise dos resultados de *COP* obtidos para os vários modelos levaram a concluir que apenas o modelo *Transition SST* foi capaz de prever um correto funcionamento do ejetor, apresentando um desempenho muito satisfatório, em que se verifica um erro relativo médio de aproximadamente 5%. Quanto aos restantes modelos, eles foram incapazes de fazer uma previsão correta do funcionamento do ejetor para a grande maioria das condições operacionais testadas, apresentando valores de *COP* muito abaixo do espectável, sendo o erro relativo médio superior a 20%. De entre estes modelos, o modelo $k-\omega$ foi o que apresentou um pior desempenho, sendo que para todas as condições operacionais este previu a falha do ejetor.

O grande afastamento verificado pela maioria dos modelos, sugere que estes estejam a prever que o funcionamento do ejetor se esteja a dar no modo subcrítico. Assim sendo, procedeu-se a uma redução gradual na pressão de condensador nestes modelos, de forma a determinar-se a pressão crítica prevista por cada um deles. A análise dos valores obtidos permitiu concluir que os maus resultados apresentados por estes modelos se deveram ao facto de não terem previsto de forma correta a pressão crítica determinada no trabalho experimental utilizado.

Aplicando as novas condições operacionais, verificou-se que o desempenho dos vários modelos melhorou significativamente, sendo o erro relativo cometido inferior a 20%, o que pode ser considerado satisfatório. Ainda assim, o modelo *Transition SST* continuou a revelar-se o modelo mais preciso, sendo que mantém um erro relativo médio de aproximadamente 5%. Por outro lado, o modelo $k-\omega$, apesar de se apresentar melhor que no primeiro caso em estudo continua a ser o modelo que faz uma pior previsão do funcionamento do ejetor, apresentando um erro relativo médio de aproximadamente 18%.

5.2 Perspetivas de trabalho futuro

O excelente desempenho demonstrado pelo modelo *Transition SST* na previsão do funcionamento do ejetor experimental em estudo poderá indicar que este modelo seja o mais adequado para a previsão do funcionamento de ejetores. No entanto, será necessário testar este modelo para diferentes situações, a fim de comprovar se o desempenho demonstrado na análise realizada nesta dissertação é ou não um caso esporádico.

Desta forma, sugerem-se como possíveis trabalhos futuros:

- Realizar um estudo sobre o mesmo ejetor experimental utilizado na presente dissertação, mas considerando o fluido de trabalho como gás real.
- Aplicar o modelo *Transition SST* para o estudo de outros ejetores com geometrias e fluidos de trabalho diferentes. Visto a grande maioria da literatura disponível não possuir dados suficientemente completos para levar a cabo uma análise detalhada, seria interessante aplicar este modelo ao estudo de um ejetor com o qual fosse possível fazer-se testes experimentais por forma a obter-se resultados para o maior número de condições operacionais possíveis. Neste sentido o ejetor em desenvolvimento no “Departamento de Novas Tecnologias Energéticas” do IDMEC poderá ser uma boa opção para levar a cabo o estudo proposto.

6 Referências e Bibliografia

- [1] - CHEN, X. et al. Recent developments in ejector refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 19, p. 629-651, 2013.
- [2] - LEBRE, P.M. **Estudo da importância de um ejetor de geometria variável para aplicação em ciclos de refrigeração**. Tese (Mestrado) - Faculdade de Engenharia do Porto, Porto, Julho 2011.
- [3] - COLUMB, D. Refrigeration and cold chain serving the global food industry and creating a better future: two key IIR challenges for improved health and environment. **Trends in Food Science & Technology**, v. 19, n. 8, p. 413-417, 2008.
- [4] - SHANKARL, T.; MANI, A. Experimental studies on an ammonia ejector refrigeration system. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 33, p. 224-230, 2006.
- [5] - DAHMANI, A.; AIDOUN, Z.; GALANIS, N. Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 50, p. 1562-1572, 2011.
- [6] - EAMES, I.; APHORNRATANA, S.; SUN, D. The jet-pump cycle - a low cost refrigerator option powered by waste heat. **Heat Recovery Systems & CHP**, v. 15, p. 711-721, 1995 (1995).
- [7] - HE, S.; Li, Y.; WANG, R. Progress of mathematical modeling on ejectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, p. 1760-1780, 2009.
- [8] - CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S. An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 311-322, 2004.
- [9] - CHUNNANOND, K.; APHORNRATANA, S. Ejectors: applications in refrigeration technology. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 311-322, 2004.
- [10] - POUNDS, D. et al. Experimental investigation and theoretical analysis of an ejector refrigeration system. **International Journal of Sciences**, v. 67, p. 200-209, 2013.
- [11] - VARGA, S.; OLIVEIRA, A.; DIACONU, B. Influence of geometrical factors on steam ejector performance – A numerical assessment. **International journal of refrigeration**, v. 32, p. 1694-1701, 2009.
- [12] - KEENAN, J.; NEUMANN, E. An investigation of ejector design by analysis and experiment. **Journal of Applied Mechanics**, ASME Transactions, p. 1950-1972.

- [13] - EAMES, I.; APHORNRATANA, S.; Haider, H. A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, p. 378–386, 1995.
- [14] - ALY, N.; ALY, K.; SHAMLOUL, M. Modeling and simulation of steam jet ejectors. **Desalination**, v. 123, p. 1–8, 1999.
- [15] - HUANG, B. et al. A 1D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 354–364, 1999.
- [16] - ROGDAKIS, E.; Alexis, L. Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. **Applied Thermal Engineering**, v. 20, p. 213–226, 2000.
- [17] - SELVARAJU, A.; MANI, A. Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants. **Applied Thermal Engineering**, v. 24, p. 827–38, 2004.
- [18] - OUZZANE, M.; AIDOUN, Z. Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, p. 2337-2351, 2003
- [19] - GRAZZINI, G.; MARIANI, A. A simple program to design a multi-stage jet-pump for refrigeration cycles. **Energy Conversion and Management**, v. 39, p. 1827–1834, 1998.
- [20] - YAPICI, R.; ERSOY, H. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. **Energy Conversion and Management**, v. 46, p. 3117–3135, 2005.
- [21] - KHALIL, A.; FATOUH, M.; ELGENDY, E. Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 1684–98, 2011.
- [22] - RUSLY, E. et al. CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p. 1092–101, 2005.
- [23] - BARTOSIEWICZ, Y. et al. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 26, p. 56-70, 2005.
- [24] - BARTOSIEWICZ, Y.; AIDOUN, Z.; MERCADIER, Y. Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, p. 604-612, 2006.
- [25] - PIANTHONG, K. et al. Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 2556-2564, 2007.
- [26] - ZHU, Y. et al. Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 13, p. 1760-1780, 2009.
- [27] - EGER, R. **Modelação de escoamentos turbulentos sob a ação de rotação alternada**. Tese (Mestrado) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Março 2010.
- [28] - NICHOLS, R. **Turbulence models and their application to complex flows**. University of Alabama at Birmingham, Revision 4.01.
- [29] - WHITE, F. **Viscous Fluid Flow**. McGraw-Hill, Boston, 1991

- [30] - POTTER, M.; Wigget D. **Fluid Mechanics (Schaum's Outline Series)**. McGraw-Hill, USA, 2008
- [31] - LOMAX, H.; Pulliam, T.; Zingg, D. **Fundamentals of computational fluid dynamics**. Springer, 2001
- [32] - CFD-online. [Online] www.cfd-online.com
- [33] - POPE, S. **Turbulent Flows**. 1ª ed. Cambridge University Press, 2000
- [34] - FERREIRA, L. **Simulação de grandes escalas de escoamentos turbulentos usando modelagem dinâmica**. Tese (Mestrado), Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Ilha Solteira, Março 2006.
- [35] - SOUZA, F. et al. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista Brasileira de Geofísica**, v. 29, p. 21-41, 2009.
- [36] - ARAÚJO, F. **Modelagem da turbulência aplicada ao escoamento sobre uma placa plana inclinada**. Tese (Mestrado), Instituto Militar de Engenharia, Rio de Janeiro, 2012.
- [37] - BALABEL, A. Assessment of turbulence modeling for gas flow in two-dimensional convergent-divergent rocket nozzle. **Applied Mathematical Modelling**, v. 35, p. 3408-3422, 2011.
- [38] - ANSYS. **Fluent user's guide v.14.0**. USA: ANSYS Inc., 2011.
- [39] - WILCOX, D. **Turbulence Modeling for CFD**. 3ª ed. California: DCW Industries, 1998.
- [40] - SCOTT, D.; AIDOUN, Z.; OUZZANE, M. An experimental investigation of an ejector for validating numerical simulations. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 1717-1723, 2011.
- [41] - YAPICI, R.; YESTIŞEN, C. Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat. **Energy Conversion and Management**, v. 48, p. 1560-1568, 2007.
- [42] - YAPICI, R. Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. **Energy Conversion and Management**, v. 49, p. 953-961, 2008.
- [43] - Aphornratana, S.; Eames, I. A small capacity steam-ejector refrigerator: investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. **International Journal of Refrigeration**, v. 20, p. 352-358, 1997.
- [44] - Yan, J.; Cai, W.; Li, Y. Geometry parameters effects for air-cooled ejector cooling system with R134a refrigerant. **Renewable Energy**, v. 46, p. 155-163, 2012