

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
AUTOMOTIVO COM EJETOR EM CICLO COS

HENRIQUE SCHARDOSIN FERREIRA

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, setembro de 2017

AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
AUTOMOTIVO COM EJETOR EM CICLO COS

HENRIQUE SCHARDOSIN FERREIRA

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Coorientadora: Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Paulo Roberto Wander (PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Prof. Dra. Flávia Schwarz Franceschini Zinani (PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider (PROMEC - UFRGS)

F383a

Ferreira, Henrique Schardosin

Avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração automotivo com ejetor em ciclo COS / por Henrique Schardosin Ferreira. – 2017.

92 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (Mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, RS, 2017.

Orientador: Dr. Mario Henrique Macagnan.

Coorientadora: Dra. Jacqueline Biancon Copetti.

1. Ejetor. 2. Ar condicionado automotivo. 3. Condenser outlet split.  
I. Título.

CDU: 621.56

## RESUMO

Nessa dissertação foi apresentado um estudo do uso do ejetor bifásico em um sistema de refrigeração para condicionamento de ar automotivo, para recuperação das perdas de energia durante o processo de expansão. Um modelo numérico foi utilizado para a predição do ganho energético com a aplicação do ejetor com base no ciclo padrão de ejetor proposto por Gay (1931). Posteriormente, foi proposto um modelo numérico para a determinação das dimensões básicas necessárias para a fabricação do ejetor. Uma bancada de simulação construída para o ciclo de refrigeração padrão para condicionamento de ar automotivo foi modificada para a instalação do ejetor e passou a operar de acordo com o ciclo COS de Oshitani et al. (2005).

Dos diversos modelos matemáticos existentes na literatura, foi escolhido um modelo de simulação de ciclo de ejetor para operação em regime subcrítico da análise unidimensional proposta por Kornhauser (1990) e para a solução do modelo foram desenvolvidos programas computacionais no software EES - Engineering Equation Solver, no qual as rotinas de cálculos foram construídas para solução numérica iterativa visando à determinação do ponto ótimo de operação do ciclo. Para comprovação do modelo e dos resultados obtidos pelos programas, foi repetida a análise apresentada por Kornhauser (1990) e os resultados comparados com os seus. Os resultados gerados pelos programas mostraram boa aderência aos publicados por autores que estudaram aplicação semelhante, sendo assim considerados confiáveis na aplicação para predição de desempenho de ciclos com ejetor em operação com fluidos em regime subcrítico.

A bancada de testes instalada no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos (LETEF), construída por Souza (2011) e posteriormente utilizada por Noetzold (2016) na simulação do ciclo padrão de refrigeração de um sistema de condicionamento de ar automotivo foi alterada para instalação do ejetor em operação sob configuração do ciclo COS. A adoção do ciclo COS se deu em função da incerteza do retorno de óleo e do controle da separação das fases do refrigerante no acumulador de sucção do ciclo padrão. O sistema foi submetido as condições de operação previstas na norma SAE J2765 OCT2008 (2008) e operou com R-134a. Os resultados foram comparados com os do ciclo padrão de Noetzold (2016) apresentando aumento médio do *COP* do ciclo de 25% para a faixa de baixa rotação e de 46% para a faixa de alta rotação e comparados também aos resultados de Lawrence (2012).

Palavras-chave: Ejetor, Ar condicionado automotivo, Condenser Outlet Split.

## ABSTRACT

In this work was presented a study of the use of the ejector in a cooling system for automotive air conditioning, to recover energy losses during the expansion process. A numerical model was used to predict the energetic gain with ejector application based on the ejector standard cycle proposed by Gay (1931). Subsequently, a numerical model was proposed to determine the basic dimensions necessary for the ejector manufacturing. A simulation system for the standard refrigeration cycle for automotive air conditioning was modified for the ejector installation and started to operate according to the COS cycle by Oshitani et al. (2005).

From the several mathematical models in the literature, a model of the ejector cycle simulation for subcritical fluids of the one-dimensional analysis proposed by Kornhauser (1990) was chosen, and for the solution of the model computational programs were developed in the EES - Engineering Equation Solver software in which the calculation routines were constructed for iterative numerical solution in order to determine the optimum operating point of the cycle. To prove the model and the results obtained by the programs, the analysis presented by Kornhauser (1990) and the results compared were repeated. The results generated by the programs showed good results, being thus considered reliable in the application to predict performance of ejector cycles in operation with sub-critical fluids.

The simulation system installed in the Laboratory of Thermal and Dynamic Fluid Studies of Unisinos (LETEF), built by Souza (2011) and later used by Noetzold (2016) in the simulation of the standard refrigeration cycle of an automotive air conditioning system, was changed for installation of the ejector in operation under COS cycle configuration. The choice of the COS cycle was due to the uncertainty of the oil return to compressor and the control of the separation of the phases of the refrigerant in the suction accumulator of the standard cycle. The system was subjected to the operating conditions set forth in the standard SAE J2765 OCT2008 (2008) and operated with R-134a. The results were compared with those of standard cycle by Noetzold (2016), showing a mean increase of the cycle COP of 25% for the low rotation range and 46% for the high rotation range and also compared to Lawrence (2012).

Key-words: Ejector, Automotive air conditioning; Condenser Outlet Split.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Esquema de um ciclo de refrigeração com ejetor de vapor. ....	17
Figura 2.2 - Representação do ciclo de refrigeração por ejetor em um diagrama p-xh. ....	18
Figura 2.3 - Esquema de um ejetor. ....	19
Figura 2.4 - Regiões de escoamento no ejetor e os perfis de pressão para cada região. ....	20
Figura 2.5 - Razão de entrada em função da contrapressão. ....	21
Figura 2.6 - Curva de desempenho do ejetor para $T_g = 180\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_E = 10\text{ }^\circ\text{C}$ . ....	22
Figura 2.7 - Evolução da pressão ao longo do ejetor. ....	23
Figura 2.8 - Layout (a) e diagrama pressão versus entalpia (b) do ciclo proposto por Gay (1931). .....	26
Figura 2.9 - Layout (a) e diagrama pressão versus entalpia (b) do ciclo proposto por Oshitani et al. (2005). ....	28
Figura 2.10 - Efeito no <i>COP</i> da ineficiência na separação líquido/vapor para os fluidos R-134a e R-1234yf. ....	29
Figura 2.11 - Ciclo padrão do refrigerador (a) e Refrigerador operando com o ciclo proposto por Gay (b). ....	31
Figura 3.1 - Subdivisões do ejetor. ....	33
Figura 3.2 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo proposto por Gay (1931). ....	33
Figura 3.3 - Efeito da temperatura da região de mistura no <i>COP</i> do ciclo com ejetor para o fluido R-22, para eficiência do ejetor variando de 0,65 a 1. ....	40
Figura 3.4 - Efeito da variação da eficiência do ejetor no <i>COP</i> do ciclo de ejetor para $T_3$ de $30\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_9$ de $-15\text{ }^\circ\text{C}$ . ....	42
Figura 3.5 - Efeito da variação da eficiência do ejetor na razão entre $COP_e$ e $COP_s (R_z)$ para $T_3$ de $30\text{ }^\circ\text{C}$ e $T_9$ de $-15\text{ }^\circ\text{C}$ . ....	42
Figura 3.6 - Efeito da eficiência dos componentes do ejetor na relação entre o <i>COP</i> do ciclo de ejetor e do ciclo de Carnot, $R_{zc}$ . ....	45
Figura 3.7 - Efeito na relação entre o <i>COP</i> do ciclo de ejetor e do ciclo de Carnot, $R_{zc}$ , para uma temperatura de condensação ( $T_3$ ) de $48\text{ }^\circ\text{C}$ e temperatura de evaporação ( $T_9$ ) de $8\text{ }^\circ\text{C}$ . ....	46
Figura 3.9 - Comparação entre os comportamentos do <i>COP</i> do ciclo COS, padrão e Carnot. ....	49
Figura 3.10 - Comparação entre os comportamentos do <i>COP</i> do ciclo COS e padrão para temperatura de condensação na faixa de $45$ a $85\text{ }^\circ\text{C}$ . ....	49

Figura 3.11 - Efeito na relação entre o $COP$ do ciclo de padrão e do ciclo de COS, $R_{ZCOS}$ , para as faixas de temperatura de condensação ( $T_3$ ) de 30 a 85 °C e temperatura de vaporização ( $T_9$ ) de 1 a 15 °C. ....	50
Figura 4.1 - Bancada de testes e seus principais componentes. ....	55
Figura 4.2 - Esquema bancada de testes para operação no ciclo padrão. ....	56
Figura 4.3 - Esquema bancada de testes para operação no ciclo com ejetor COS. ....	58
Figura 4.4 - Detalhe das partes do ejetor fabricado. ....	59
Figura 4.5 - Vista de corte do ejetor fabricado. ....	59
Figura 4.6 - Determinação da carga de refrigerante R134a. ....	64
Figura 5.1 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 20 °C. ....	65
Figura 5.2 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 25 °C. ....	66
Figura 5.3 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 30 °C. ....	66
Figura 5.4 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 35 °C. ....	67
Figura 5.5 - Resultados de Lawrence (2012) para o ciclo COS. Razão entre os COP do ciclo padrão e ciclo COS em função da razão de fluxos de massa. ....	68
Figura 5.6 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 40 °C. ....	69
Figura 5.7 - Variação da temperatura de condensação em função da TBS do ar de entrada do evaporador, para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C. ....	69
Figura 5.8 - Variação da Razão entre as taxas de massa de entrada ( $\omega$ ) em função da TBS do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor, para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C. ....	70
Figura 5.10 - Variação da taxa de massa do evaporador de baixa temperatura em função da TBS do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C. ....	71
Figura 5.11 - Variação da capacidade de refrigeração, $\mathcal{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 20 °C. ....	72
Figura 5.12 - Variação da capacidade de refrigeração, $\mathcal{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 25 °C. ....	72

Figura 5.13 - Variação da capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 30 °C. ....	73
Figura 5.14 - Variação da capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 35 °C. ....	73
Figura 5.15 - Variação da capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 40 °C. ....	74
Figura 5.16 - Variação do $COP$ em função da TBS do ar de entrada do evaporador para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C. ....	75
Figura 5.17 - Variação da capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada de 40 °C. ....	75
Figura 5.18 - Variação da potência de compressão, $W_{comp}$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C. ....	76
Figura 5.19 - Variação do $COP$ em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	77
Figura 5.20 - Variação da capacidade de refrigeração, $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	77
Figura 5.21 - Variação da razão entre as taxas de massa de entrada, $\omega$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	78
Figura 5.22 - Variação da potência de compressão, $W_{comp}$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	79
Figura 5.23 - Relação da capacidade de refrigeração versus a potência consumida em função da rotação do compressor SANDEN modelo SD7H15. ....	79
Figura 5.24 - Variação da temperatura de condensação em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	80
Figura 5.25 - Variação da temperatura de saturação no evaporador em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C. ....	81

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Dados de entrada para a simulação do ciclo de ejetor. ....	39
Tabela 3.2 Temperatura de mistura ótima para os mesmos refrigerantes analisados por Kornhauser (1990). ....	41
Tabela 3.3 Comparação dos resultados com os dados de Kornhauser (1990). ....	41
Tabela 3.4 Dados de entrada do sistema para comparação com Domanski (1995). ....	44
Tabela 3.5 Resultados do modelo termodinâmico.....	45
Tabela 3.6 Dados de entrada para a simulação do ciclo COS. ....	48
Tabela 4.1 Matriz de testes grupo 1.....	60
Tabela 4.2 Matriz de testes grupo 2.....	61
Tabela 4.3 Matriz de testes grupo 3.....	62
Tabela 4.4 Faixas de medição e precisão dos instrumentos. ....	63

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$COP$	Coefficiente de performance	[-]
$G$	Fluxo de massa	[kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	Entalpia específica	[kJ/kg]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/s]
$P$	Pressão	[kPa]
$\dot{Q}$	Taxa de calor	[kW]
$r$	Razão entre a vazão mássica do bocal primário e a vazão mássica total	[-]
$R_z$	Razão entre $COP_e$ e $COP_s$	[-]
$R_{z,c}$	Razão entre $COP_e$ e $COP_c$	[-]
$s$	Entropia específica	[kJkg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$T$	Temperatura	[°C]
$T_c$	Temperatura de saturação condensador	[°C]
$T_{c,r}$	Temperatura reduzida condensador	[-]
$T_{cr}$	Temperatura crítica do fluido refrigerante	[K]
$T_E$	Temperatura de saturação evaporador	[°C]
$T_{E,r}$	Temperatura reduzida evaporador	[-]
$u$	Velocidade	[m/s]
$UR$	Umidade relativa	[%]
$W$	Trabalho	[kW]
$x$	Título de vapor	[-]

### ***Gregos***

$\eta$	Eficiência	[-]
$\theta$	Coefficiente de perda por atrito	[-]
$\omega$	Razão entre as vazões mássicas de entrada	[-]
$\phi$	Razão entre os COP do ciclo padrão e do ciclo COS	[-]

### ***Subscritos***

0	Propriedade na condição de estagnação
amb,e	Ambiente externo

amb,i	Ambiente interno
b	Base
b;p	Bocal primário
b;s	Bocal secundário
c	Condensador
C	Carnot
c*	Crítica
co	Bloqueio
comp	Compressor
d	Difusor
E	Evaporador
e	Ejetor
ef	Efetiva
Eq	Equilíbrio
g	Gerador
l	Líquido
p	Primário
r	Razão
real	Condição de estado real
s	Secundário
S	Padrão
t	Garganta do bocal primário
v	Vapor

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
1.1 DEFINIÇÃO DO TEMA .....	13
1.3 OBJETIVOS .....	13
<b>1.3.1 Objetivo Geral .....</b>	<b>13</b>
<b>1.3.2 Objetivos Específicos .....</b>	<b>13</b>
1.4 JUSTIFICATIVA .....	14
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	15
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>16</b>
2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS .....	16
2.2 ASPECTOS HISTÓRICOS - O EJETOR NA REFRIGERAÇÃO .....	16
2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EJETOR .....	18
2.4 DESEMPENHO DO EJETOR .....	23
2.5 EMPREGO DO EJETOR COMO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	26
<b>3 ANÁLISE DO CICLO E DESIGN DO EJETOR .....</b>	<b>33</b>
3.1 MODELO NUMÉRICO UNIDIMENSIONAL DE KORNHAUSER .....	34
3.2 BOCAL PRIMÁRIO DO EJETOR.....	34
3.3 BOCAL SECUNDÁRIO DO EJETOR.....	35
3.4 CÂMARA OU SEÇÃO DE MISTURA .....	35
3.5 DIFUSOR DO EJETOR.....	35
3.6 MODELAMENTO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO .....	36
3.7 COMPROVAÇÃO DO MODELO DE ANÁLISE DO CICLO PADRÃO (GAY, 1931) .....	39
3.7.1 COMPARAÇÃO COM KORNHAUSER (1990).....	39
3.7.2 COMPARAÇÃO COM DOMANSKI (1995).....	43
3.8 MODELO NUMÉRICO DO CICLO COS .....	47
3.7 ANÁLISE DO CICLO COS .....	48
3.9 DIMENSIONAMENTO DO EJETOR .....	50
<b>4 METODOLOGIA DA ANÁLISE EXPERIMENTAL .....</b>	<b>55</b>
4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTE.....	55
4.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – FABRICAÇÃO DO EJETOR .....	58
4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – MATRIZ DE TESTES .....	59
4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO.....	63
4.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE .....	63

<b>5 RESULTADOS E ANÁLISES .....</b>	<b>65</b>
5.1 ANÁLISE DO CICLO .....	65
5.2 EFEITO DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA DO AR DE ENTRADA DO EVAPORADOR.....	74
5.3 EFEITO DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA DO AR DE ENTRADA DO CONDENSADOR.....	76
<b>6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>82</b>
6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	83
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>84</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>89</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração representa, atualmente, um papel fundamental na vida dos seres humanos. Desde o advento da revolução industrial, o desenvolvimento dos processos de refrigeração evoluiu de forma significativa. A maioria deles faz uso de sistemas tradicionais de compressão mecânica do vapor, como por exemplo o sistema de ar condicionado automotivo. Os sistemas de condicionamento de ar de cabine veicular começaram a ser produzidos em massa nos EUA desde o início dos anos 60 do século passado e nos anos 70, no Japão. No entanto, o incremento significativo do uso desses sistemas, tanto na Europa como nos países em desenvolvimento deu-se apenas à partir de 1995 (CLODIC, 2005).

Essa evolução tem sido muito rápida nos últimos quinze anos. Em 2000, a frota mundial de veículos automotivos contava com aproximadamente 720 milhões de unidades e aproximadamente 50% estava equipada com sistemas de ar condicionado.

Um dos processos de maior irreversibilidade no ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o processo de expansão, devido à imposição de um estrangulamento no escoamento do refrigerante proveniente do condensador, a fim de reduzir sua pressão até a pressão do evaporador. Isso implica em duas grandes irreversibilidades, a redução da capacidade de refrigeração e o aumento no trabalho de compressão. Diversos estudos vêm sendo realizados com o objetivo de reduzir essas perdas, através de dispositivos ou máquinas de expansão (expansores) com recuperação do trabalho.

Uma das formas possíveis de redução das irreversibilidades devido ao estrangulamento é através do uso de um ejetor, que utiliza a energia cinética do vapor de *flash* para aumentar a pressão de sucção na entrada do compressor (DOMANSKI, 1995). O ejetor é, então, um dispositivo de expansão idealmente isoentrópico capaz de recuperar o trabalho que, de alguma forma, é perdido pelo processo isoentálpico de um dispositivo de expansão convencional. A explicação básica para essa afirmação está no aproveitamento do efeito de compressão do ejetor para a repressurização do fluido na linha de sucção até uma pressão intermediária, reduzindo a necessidade de trabalho de compressão do compressor. Diante desta oportunidade, muitas pesquisas são desenvolvidas em busca do modelo ideal do ejetor para esta aplicação e para determinar o real incremento no desempenho do ciclo após a aplicação do ejetor como dispositivo de expansão. Nesse trabalho será desenvolvido um estudo comparativo do desempenho de um sistema de condicionamento de ar automotivo operando com a implantação de um ejetor no ciclo.

## 1.1 DEFINIÇÃO DO TEMA

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, um dos processos de maior irreversibilidade é o processo de expansão. Diante desse problema, ao longo dos anos, muitas pesquisas foram e estão sendo desenvolvidas em busca da redução das perdas de energia durante o processo de expansão. Na última década, muitas dessas pesquisas têm sido voltadas à utilização de ejetores bifásicos em substituição aos dispositivos de expansão convencionais. Apesar das inúmeras publicações a respeito desse tema, ainda é incerto o real ganho de desempenho no ciclo após o emprego do ejetor. Portanto, o presente trabalho busca desenvolver um experimento em laboratório com a implantação do ejetor em uma bancada de simulação de um sistema de condicionamento de ar automotivo e comparar o desempenho do ciclo após a alteração.

## 1.3 OBJETIVOS

O objetivo geral e os objetivos específicos do trabalho são definidos a seguir.

### 1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo desse trabalho é investigar teórica e experimentalmente o efeito da aplicação de um ejetor bifásico como dispositivo de expansão em um sistema de refrigeração COS (*Condenser Outlet Split*) operando com o fluido R-134a e compará-lo ao ciclo padrão.

### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Criar um modelo numérico para predição do desempenho do ciclo com ejetor;
- Transformar um ciclo padrão de refrigeração e estabelecer um modelo experimental de análise do ciclo com ejetor;
- Demonstrar o ganho da aplicação do ejetor para recuperação do trabalho de compressão;
- Determinar as condições em que ocorrerá a viabilidade de emprego do ejetor em ciclos com fluidos subcríticos.

## 1.4 JUSTIFICATIVA

Ainda hoje, a fonte primária de energia para operar um sistema de ar condicionado automotivo é fornecida pelo motor do automóvel através de dois mecanismos: o compressor é acionado diretamente pela transmissão de potência mecânica do motor através de um sistema de correias enquanto que os ventiladores e o sistema de controle são acionados pela potência elétrica, através de um sistema alternador/bateria. Os sistemas de ar condicionado veiculares consomem mais energia (incluindo seu próprio peso) que qualquer outro sistema auxiliar presente atualmente nos veículos, mesmo que esse consumo de energia auxiliar não seja levado em conta ainda nos testes de economia de energia. Esse consumo adicional de combustível devido à operação do ar condicionado depende do tipo de veículo, do perfil de uso e das características de consumo de energia do sistema e a disponibilidade dessas informações é incompleta, pois ainda não existe uma norma universalmente aceita.

No entanto, diversos trabalhos vêm sendo feitos no sentido de determinar o consumo de energia (combustível) decorrente do uso de sistemas de ar condicionado automotivo. Conforme Barrault et al. (2003) e Benouali et al. (2003), a potência mecânica requerida pelo compressor pode variar desde 0,4 kW até 3,4 kW, dependendo da temperatura ambiente e da rotação do motor. Esses mesmos autores mostraram que um sistema de ar condicionado opera aproximadamente 24% do tempo total em cidades com climas típicos do norte da Europa e de 60% para o sul da Espanha, podendo alcançar até 70% em Phoenix, Arizona. A estimativa realizada pelos autores mostra que o consumo adicional de combustível devido ao uso de sistemas de ar condicionado automotivo pode ficar entre 2,5 até 7,5%. Esse consumo adicional de combustível corresponde a emissões de CO<sub>2</sub> entre 54,7 até 221,5 kgCO<sub>2</sub>/ano por veículo.

Analisando o panorama norte-americano, Rugh et al. (2004) estimaram que 26 bilhões de litros de gasolina, por ano, correspondendo a uma emissão de 62 Mton de CO<sub>2</sub>, utilizadas adicionalmente para fins de refrigeração. Esse valor equivale a aproximadamente 5,5% do consumo americano de gasolina em veículos leves.

Diversas alternativas vêm sendo estudadas para diminuir o consumo de combustível associado ao uso de sistemas de ar condicionado, entre elas o uso do ejetor, que será o objeto de análise nesse trabalho.

## 1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho será estruturado de acordo com os seguintes capítulos:

O Capítulo 2 trata dos aspectos relativos ao referencial teórico adotado para a construção do presente estudo. Neste capítulo é apresentado o apanhado histórico sobre o emprego do ejetor na área da refrigeração, bem como conceitos e técnicas para modelamento do ejetor.

O Capítulo 3 apresenta um modelo analítico utilizado para predição do desempenho do ciclo de refrigeração equipado com ejetor como válvula de expansão e para deermnação das dimensões básicas do ejetor. O modelo é uma associação dos modelos apresentados por Kornhauser (1990), Henry e Fauske (1971) e Hassanain et al. (2015).

O Capítulo 4 descreve a metodologia utilizada para a comparação entre o ciclo padrão de refrigeração e o ciclo COS de Oshitani et al. (2005), apresentando os equipamentos envolvidos, os instrumentos aplicados no experimento e a metodologia de análise.

Já o Capítulo 5 apresenta os resultados das simulações de operação do ciclo COS, evidenciando a oportunidade de ganho energético com o emprego do ejetor no ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Finalmente, o Capítulo 6 trata das principais conclusões obtidas com o desenvolvimento do trabalho, as limitações do método e as recomendações de trabalhos futuros.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O ejetor é um dispositivo mecânico sem partes móveis cujo princípio fundamental de funcionamento é utilizar a energia cinética de expansão de um fluido, por seu bocal primário, para aspirar um fluido secundário, por seu bocal de sucção e, posteriormente, misturar os dois fluidos e descarregá-los, comprimindo-os. Nas referências consultadas, existem inúmeras pesquisas publicadas a respeito do modelamento e da determinação da eficiência de ejetores, com os mais diversos fluidos de trabalho. Neste capítulo, será feito um apanhado histórico do uso de ejetores na área de refrigeração e um resumo das pesquisas de maior relevância.

### 2.2 ASPECTOS HISTÓRICOS - O EJETOR NA REFRIGERAÇÃO

A aplicação mais usual do ejetor na refrigeração é o ciclo por jato compressão. Gosney (1982) define e caracteriza o ciclo de refrigeração por jato compressão como de resfriamento por vaporização de um fluido, exatamente como no sistema de compressão mecânica do vapor, mas com a diferença no método utilizado para aspirar o fluido do evaporador e recomprimí-lo.

Diferentemente de um circuito por compressão de vapor, que faz uso de um compressor para elevar o fluido a sua pressão de saturação, o ciclo é equipado com um dispositivo denominado ejetor. O ejetor foi concebido por Charles Parsons, no final do século XIX, para extração do conteúdo de ar que estava misturado ao vapor d'água nas turbinas a vapor empregadas para produção de energia elétrica (GOSNEY, 1982). O primeiro registro de uso do ejetor em uma aplicação de refrigeração data de 1910 e foi realizado por Maurice Leblanc (IGLESIAS, 2012). O sistema fazia uso de vapor d'água como fluido de trabalho e era aplicado ao condicionamento de ar de grandes edifícios. O ciclo de jato compressão possui alta confiabilidade por ser um equipamento de fácil construção e não possuir peças móveis. Além disso, o equipamento em operação produz baixo nível de vibração e ruído. Isto o tornou muito popular por mais de duas décadas, até o advento do uso mais intenso do ciclo de compressão mecânica de vapor, na década de 1940 (STOECKER e JONES, 1982). Algumas particularidades do ciclo de ejetor propiciaram a sua substituição, por exemplo, o uso de vapor d'água como fluido de trabalho, o que limita a operação do sistema para temperaturas acima de 0 °C.

O ciclo por jato compressão é esquematizado na Fig. (2.1). Um gerador de vapor, uma bomba e um ejetor constituem o conjunto que substitui o compressor em um ciclo convencional. O princípio básico de funcionamento desse ciclo é muito semelhante ao ciclo por compressão de vapor, diferindo apenas no modo como o fluido é comprimido. O gerador entrega calor,  $\dot{Q}_g$ , ao fluido primário (1-2); este fluido é admitido no bocal convergente-divergente primário do ejetor (2-2a) onde a energia térmica do vapor é transformada em energia cinética. A energia cinética gerada é capaz de succionar o fluido que está no evaporador (6-3), que é admitido pelo canal secundário do ejetor. Esses dois escoamentos são enviados ao condensador. No condensador os fluidos cedem calor,  $\dot{Q}_c$ , ao ambiente (4-5) e após o condensador, finalmente, parte do fluido condensado volta ao gerador e parte passa pela válvula de expansão, no escoamento de retorno ao evaporador, onde o fluido absorverá energia do ambiente,  $\dot{Q}_E$ .

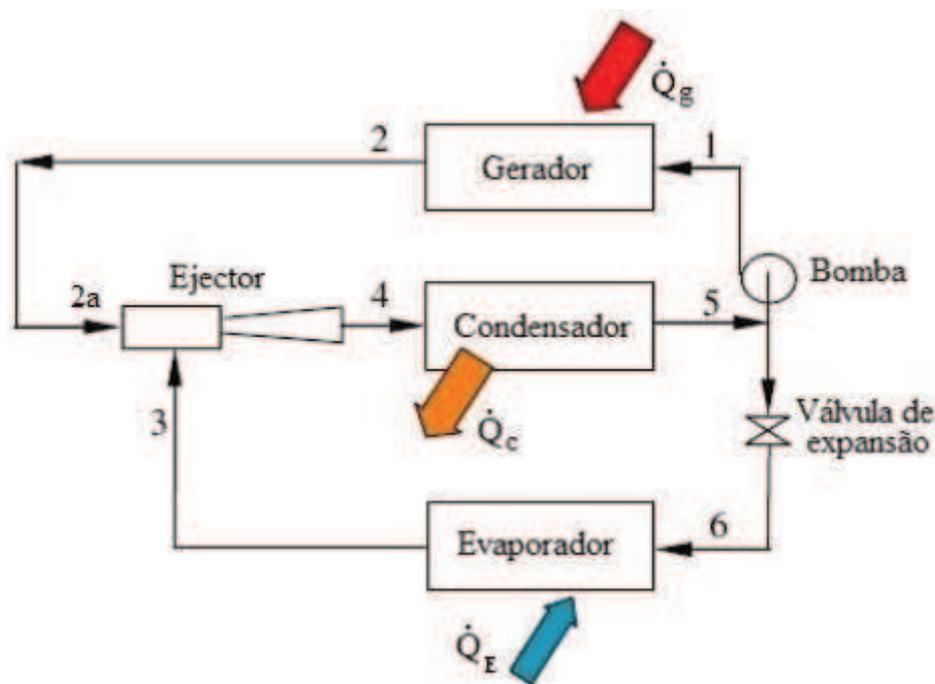


Figura 2.1 - Esquema de um ciclo de refrigeração com ejetor de vapor.

Fonte: Adaptado de Chunnamond e Aphornratana (2004).

O ciclo de refrigeração por ejetor sofre forte dependência das variáveis externas, como a fonte de energia para geração do vapor, as condições climáticas do ambiente onde o ciclo opera e do tipo de aplicação. A potência consumida pela bomba representa menos de 1% da energia necessária no gerador de vapor (IGLESIAS, 2012). Portanto, pode-se definir o coeficiente de performance (*COP*) do ciclo a partir da Eq. (2.1):

$$COP = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Calor fornecido no gerador de vapor}} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_g} \quad (2.1)$$

onde  $\dot{Q}_E$  representa a taxa de calor removido no evaporador e  $\dot{Q}_g$  a taxa de calor fornecido ao sistema. O ciclo, conforme descrito anteriormente, é representado em um diagrama pressão-entalpia, como mostrado na Fig. (2.2).

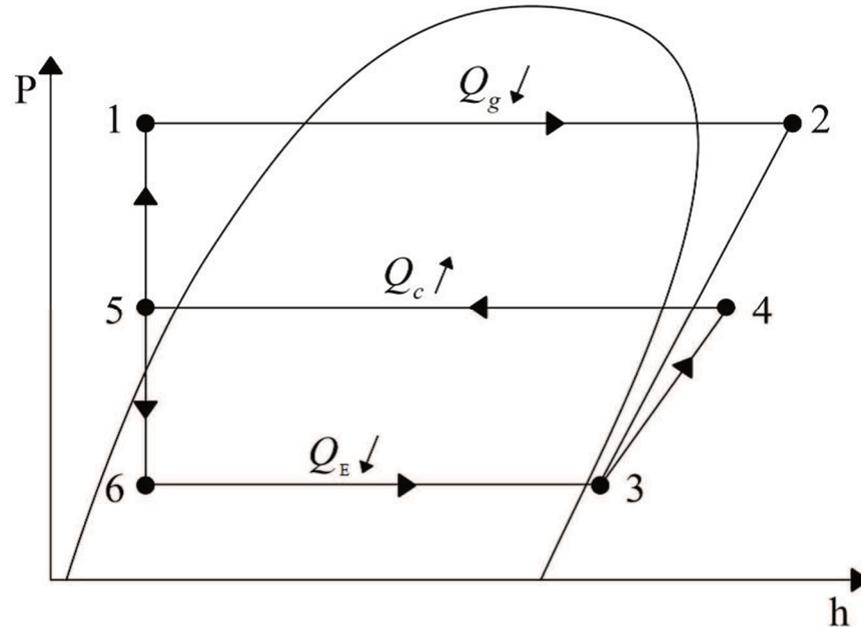


Figura 2.2 - Representação do ciclo de refrigeração por ejetor em um diagrama pxh.

Fonte: Adaptado de Chunnamond e Aphornratana (2004).

### 2.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO EJETOR

Como apresentado na Fig. (2.3), o ejetor pode ser dividido em quatro seções: bocal primário convergente-divergente, câmara de sucção, região de mistura e difusor. Além disso, as dimensões das seções determinam sua capacidade e eficiência.

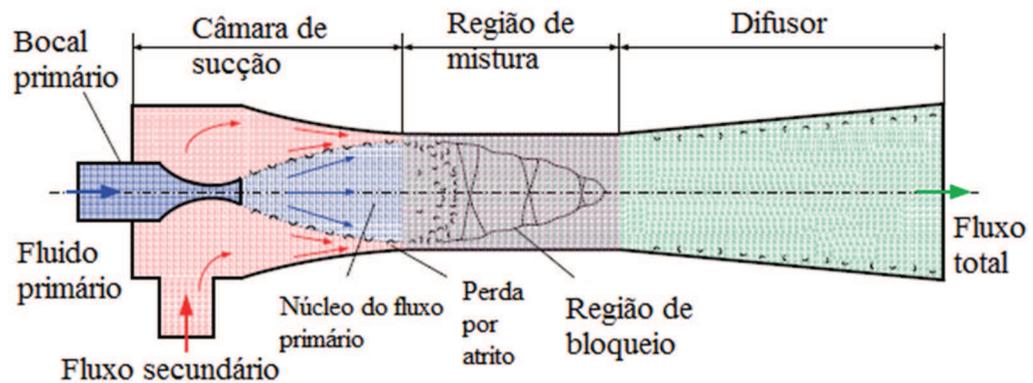


Figura 2.3 - Esquema de um ejetor.

Fonte: Adaptado de Elbel e Hrnjak (2008).

Esse tipo de dispositivo é capaz de bombear qualquer tipo de fluido: líquidos, gases e vapor (CASTRO, 2010).

Em um ciclo equipado com ejetor, a compressão do fluido é feita no difusor do ejetor, a partir da energia cinética do fluido primário que sofre expansão adiabática na saída do bocal convergente-divergente. Na saída do bocal primário, o fluido alcança a velocidade supersônica, produzindo uma região de baixa pressão na câmara de sucção do fluido secundário. O fluido secundário é então succionado para a câmara do ejetor. O escoamento primário continua sua expansão, em forma de um duto convergente, sem se misturar com o fluido secundário. O fluido secundário é arrastado e acelerado pelo escoamento primário devido às tensões de cisalhamento, através da câmara de mistura. Em algum ponto desta câmara de mistura, o fluido secundário alcança a velocidade sônica e bloqueia-se (fenômeno de choque). Essa seção transversal foi definida por Munday e Bagster (1977) como área efetiva. Após o choque, os dois escoamentos tornam-se uma unidade. O escoamento segue desacelerando no difusor do ejetor, comprimindo-se até uma pressão intermediária, recuperando parte da energia cinética do escoamento.

A pressão na câmara de mistura ocorre em função do fluido primário, secundário e da pressão da chegada do fluido primário no ejetor (CHUNNANOND e APHONRATANA, 2004). Devido a uma região de alta pressão a jusante da garganta da câmara de mistura, um choque normal de espessura zero é induzido. Esse choque provoca um alto incremento na compressão e, conseqüentemente, uma brusca redução na velocidade do escoamento; porém, essa suposição é válida somente para a análise unidimensional. Devido à espessura da camada limite, em situações reais, o choque não é inteiramente normal, mas inclui padrões de choque oblíquos complexos. Chen e Sun (1997) comprovaram experimentalmente, através do controle da

pressão ao longo de todo o ejetor, os perfis de pressão descritos anteriormente. Na Fig. (2.4), estão representadas as regiões e seus respectivos perfis de pressão.

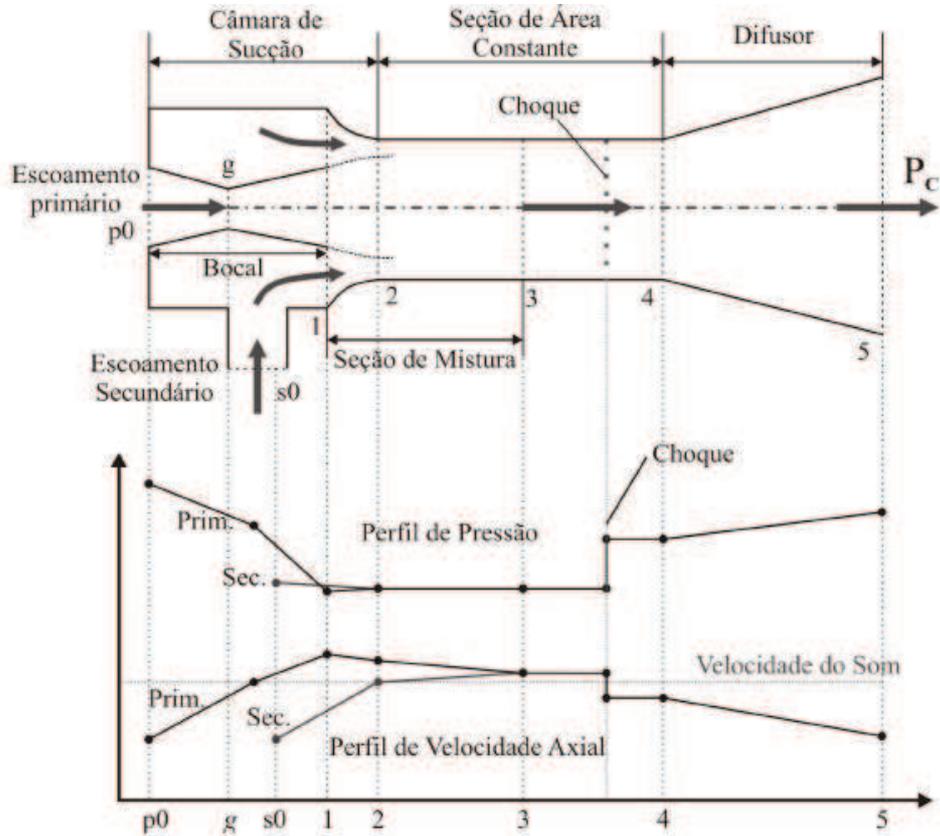


Figura 2.4 - Regiões de escoamento no ejetor e os perfis de pressão para cada região.

Fonte: Adaptado de Iglesias 2012.

Conforme foi detalhado anteriormente, a operação do ejetor depende da relação das pressões de entrada do fluido primário e secundário, de modo que a pressão do fluido secundário deve encontrar-se num baixo patamar, tal que garanta o escoamento supersônico na saída do bocal (IGLESIAS, 2012).

O desempenho do ejetor é função da razão de vazões mássicas de entrada,  $\omega$ , que determina o efeito refrigerante que resulta da quantidade de fluido secundário que entra no ejetor, além da razão de áreas ( $A_r$ ), que indica a relação das duas principais dimensões físicas do ejetor (IGLESIAS, 2012). Essas razões são expressas pelas Eq. (2.2) e (2.3):

$$\omega = \frac{\text{Vazão mássica do fluido secundário}}{\text{Vazão mássica do fluido primário}} \quad (2.2)$$

$$A_r = \frac{\text{Área da região de mistura}}{\text{Área da garganta do bocal primário}} \quad (2.3)$$

A razão de entrada,  $\omega$ , é função das características geométricas do ejetor. Segundo Huang et al. (1999), a razão de entrada é limitada pela pressão de descarga do ejetor. A Fig. (2.5) mostra a variação da razão de entrada,  $\omega$ , com a pressão de descarga,  $P_d$ , mantendo as pressões dos escoamentos primário e secundário fixas. O funcionamento do ejetor é dividido em três modalidades operacionais, de acordo com a pressão de saída:

1. O duplo bloqueio ou modalidade crítica onde a  $P_d \leq P_c^*$  (pressão crítica de operação do ejetor), quando o escoamento primário e o arrastado são bloqueados e a razão de entrada é constante, isto é,  $\omega = \text{constante}$ ;
2. Choque simples ou modalidade subcrítica onde  $P_c^* < P_d < P_{co}$  (pressão crítica de saída) quando só o escoamento primário sofre choque e  $\omega$  muda com a pressão de saída;
3. Escoamento reverso ou modalidade de mau funcionamento onde  $P_d \geq P_{co}$ , quando o escoamento primário e o escoamento secundário não sofrem choque e o escoamento arrastado é reverso (mau-funcionamento), isto é,  $\omega \leq 0$ .

Em consequência disso, o ejetor apresenta maior eficácia funcionando em modo crítico.

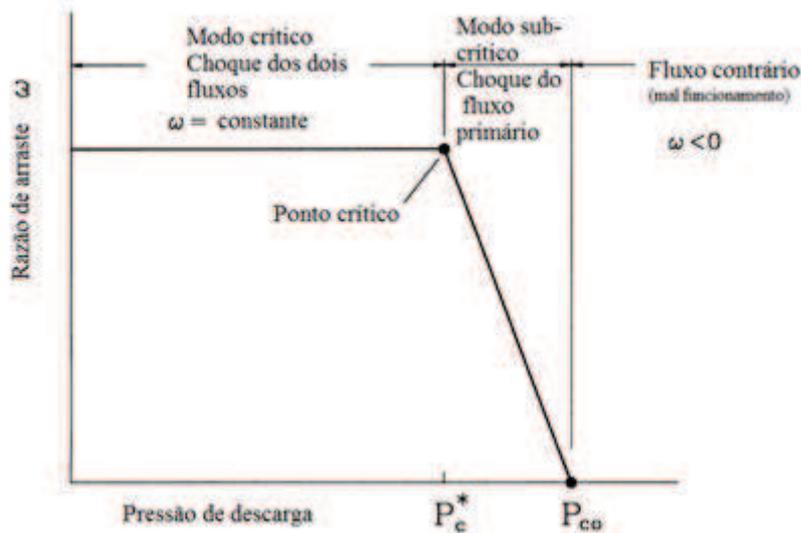


Figura 2.5 - Razão de entrada em função da contrapressão.

Fonte: Adaptado de Iglesias (2012).

O entendimento fica mais claro quando se observa a Fig. 2.6. Nessa figura encontra-se a curva de desempenho de um ciclo de ejetor 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 ( $P_c$ ). Essa curva foi apresentada por Chunnamond e Aphornratana (2004), acerca da evolução da pressão ao longo de um ejetor, utilizando água como fluido de trabalho.

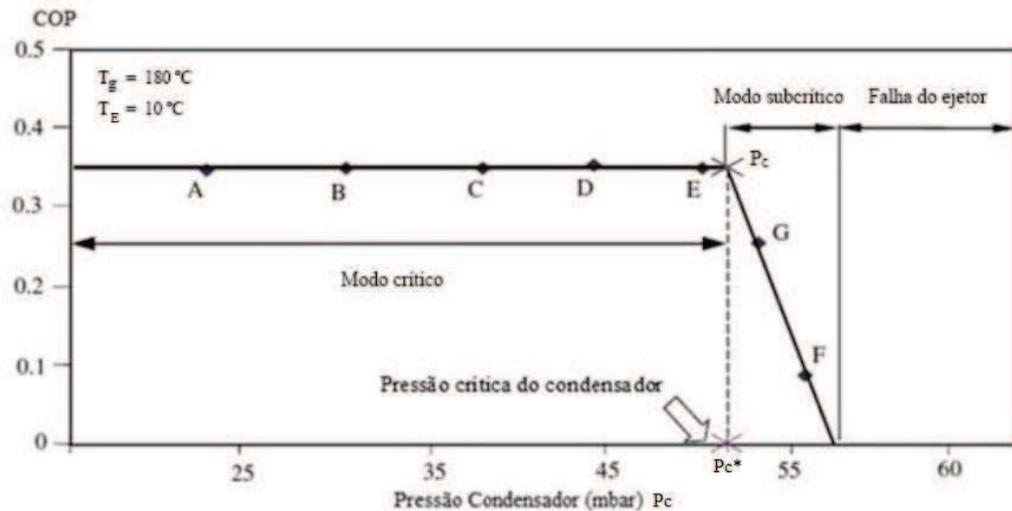


Figura 2.6 - Curva de desempenho do ejetor para  $T_g = 180\text{ °C}$  e  $T_E = 10\text{ °C}$ .

Fonte: Adaptado de Chunnamon e Aphornratana (2004).

A curva também pode ser dividida em três regiões:

a) A primeira região é denominada modo crítico: o valor do  $COP$  mantém-se constante (pontos A a E), mantendo-se constante também a razão de entrada. Isso ocorre porque o fluido secundário consegue manter a velocidade sônica, mantendo sua vazão constante;

b) A segunda região é denominada de modo subcrítico: neste intervalo observa-se uma queda acentuada do  $COP$  (pontos G e F) com o aumento da pressão do condensador devido à queda da razão de entrada. A causa disso é a elevação da contrapressão e o efeito é a desaceleração do fluido na região divergente provocando um choque (bloqueio) no fluido primário não promovendo a aceleração do fluido secundário, que não atinge a velocidade sônica, o que provoca uma menor taxa de extração do fluido do evaporador. Tal fenômeno pode ser verificado na Fig. 2.7, onde é apresentada a evolução da pressão ao longo do ejetor em função da pressão do condensador, para as mesmas condições da Fig. 2.6.

c) A terceira zona é denominada de falha do ejetor: nessa zona o escoamento secundário é totalmente bloqueado, formando um vórtice e retornando para o evaporador.

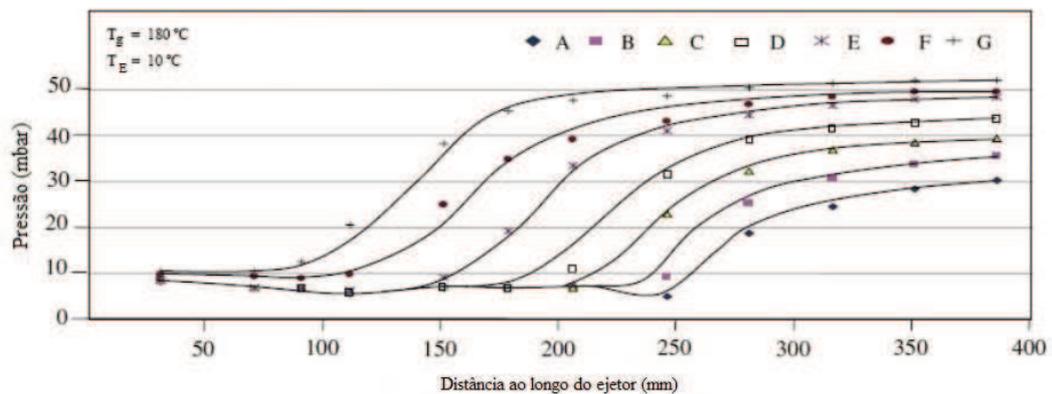


Figura 2.7 - Evolução da pressão ao longo do ejetor.

Fonte: Adaptado de Lima (2013).

## 2.4 DESEMPENHO DO EJETOR

Ao longo dos anos, pesquisadores desenvolveram métodos e experimentos com o intuito de definir os fenômenos que ocorrem no escoamento do ejetor e modos de controlá-los na tentativa de pré-determinar seu rendimento. Vários fatores influenciam no desempenho do ejetor, tais como: posição de saída do bocal primário; comprimento da câmara de mistura; vazão do fluido secundário; diâmetro das gargantas dos difusores e tipo de câmara de mistura.

O ejetor pode ser classificado em duas categorias, de acordo com a posição do bocal primário em relação à câmara de sucção:

- a) Ejetor com câmara de mistura de área constante (MAC): a saída do bocal primário situa-se dentro da câmara de mistura;
- b) Ejetor com câmara de mistura de pressão constante (MPC): a saída do bocal primário fica situada dentro da câmara de sucção, antes da seção de área constante, ou seja, na área convergente da câmara de mistura do ejetor.

Keenan e Neumann (1942) foram os primeiros a estabelecer um modelo teórico de ejetor. Para analisar o desempenho de um ejetor operando com ar, os autores desenvolveram um modelo com câmara de mistura de área constante, mas sem utilizar o difusor. Nesse modelo foram consideradas as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e conservação da energia. As perdas por atrito e térmicas foram desconsideradas. Além disso, devido à dificuldade de resolver analiticamente a equação da quantidade de movimento, os autores fizeram uso de coeficientes empíricos. Em 1950, os mesmos autores propuseram uma simplificação, tornando possível a solução analítica do modelo apresentado na publicação anterior, incluindo um difusor e com duas opções de câmara de mistura, área constante e pressão

constante. Eles concluíram que o modelo de pressão constante apresenta melhor desempenho que o modelo de área constante. Assim nasciam os modelos de ejetores estudados até hoje.

Munday e Bagster (1977) aperfeiçoaram o modelo de pressão constante, admitindo a hipótese de que, após a saída do bocal primário, o fluido motriz é expandido propiciando a formação de um duto convergente aerodinâmico que provoca a aceleração do fluido secundário. Eames et al. (1995) incrementaram o modelo de pressão constante com os efeitos das irreversibilidades. As perdas foram introduzidas através de eficiências isentrópicas obtidas experimentalmente (IGLESIAS, 2012). Esse modelo de pressão constante, todavia, não leva em conta o efeito de choque (bloqueio) do escoamento secundário. Assim, Huang e Chang (1999) propuseram um modelo semiempírico para prever o desempenho do ejetor com o objetivo de analisar o efeito do bloqueio do escoamento secundário. Esse modelo baseia-se na teoria apresentada por Munday e Bagster (1977), que supõe que os escoamentos misturam-se à jusante da garganta da saída do bocal e, desse modo, é incluída nas equações governantes a relação de áreas efetivas dos escoamentos na seção de bloqueio do escoamento secundário. Neste experimento foram estudadas onze configurações de ejetores, utilizando R-141b como fluido de trabalho. Como resultado desse estudo, foram determinados os coeficientes  $\eta_p$ ,  $\eta_s$ ,  $\theta_p$  e  $\theta_m$  definidos no modelo unidimensional como a eficiência adiabática no bocal primário, a eficiência adiabática no escoamento secundário, a perda por atrito do escoamento primário e a perda por atrito na câmara de mistura antes do choque, respectivamente. A análise de desempenho feita através dos coeficientes empíricos obtém resultados aceitáveis, porém este modelo possui instabilidade numérica. O modelo de Huang e Chang (1999) é baseado na hipótese de gás ideal e é largamente utilizado nos projetos de concepção de ejetores, apresentando boa concordância com os dados de bancadas operados com diferentes fluidos (IGLESIAS, 2012).

Huang et al. (1999) realizaram um estudo com quinze ejetores, operando com R-141b, para prever seus desempenhos. Desse experimento nasceram duas correlações empíricas que são utilizadas para prever o desempenho do ejetor através de parâmetros geométricos de projeto, as relações entre as pressões de geração e evaporação e entre a pressão de condensação (pressão crítica) e a pressão de vaporização. Esse método permite estimar o desempenho do ejetor através do cálculo da razão de fluxo de massa,  $\omega$ , como função da razão entre a área efetiva do escoamento secundário e a área da garganta do bocal,  $A_{ef}/A_t$ , do parâmetro geométrico de projeto do ejetor,  $A_3/A_t$ , e das pressões,  $P_g$ ,  $P_E$  e  $P_c^*$ . Embora este modelo alcance resultados satisfatórios, ele está baseado na teoria do gás ideal e, portanto, não deve ser empregado com gases reais.

Yapici (2008), apresentou um novo projeto de ejetor com a intenção de investigar a influência de uma ampla gama de variáveis no ciclo de refrigeração com ejetor. Fazendo uso de um ejetor de área constante, o autor montou um ejetor com o bocal primário móvel e fez uso do R-123 como fluido de trabalho. O efeito da temperatura de trabalho sobre a capacidade térmica e o *COP* foram estudados com uma razão de área do ejetor de 9,97. O *COP* resultante foi de 0,39 para uma temperatura de geração de 98 °C, temperatura de vaporização de 10 °C e pressão crítica de 129 kPa. Os ejetores projetados a partir dessa teoria apresentam, na prática, valores de *COP* inferiores aos de projeto, sendo o valor de *COP* ideal obtido de 0,39.

Zegenhagen e Ziegler (2015) propuseram um modelo unidimensional que determina a razão de fluxo de massa do ejetor, que inclui os efeitos dos gases reais em pressões super e sub-críticas. Esse modelo, diferente dos demais encontrados na literatura, baseia-se na conservação de energia na região de mistura e no balanço de energia nos escoamentos do fluido primário, secundário e no difusor, ao invés de um único balanço de energia no ejetor como um todo ou na determinação de uma área efetiva do escoamento secundário. O modelo faz uso de um coeficiente de correção das perdas no escoamento supersônico e na interação do fluido primário e secundário na câmara de sucção que foi determinado através da observação de experimentos e simulações. Os autores afirmam que o modelo é capaz de determinar a razão de fluxo de massa com um erro máximo de 7,8% quando comparado com o medido no experimento. Chen et al. (2015) também desenvolveram um estudo acerca da relação de distância entre a saída do bocal primário e a entrada da câmara de mistura em que determinaram um modelo numérico capaz de prever a razão de fluxo de massa crítica para a performance do ejetor. Inicialmente os pesquisadores construíram um ejetor com a possibilidade de regulagem da posição do bocal primário e estabeleceram um modelo numérico para predição do desempenho do ejetor no ciclo. Após, os autores comprovaram a eficácia do modelo através de testes experimentais que originaram os coeficientes de correção do modelo.

Jia e Wenjian (2012), desenvolveram estudos em busca da razão de área ótima, razão entre o diâmetro da seção reta do bocal primário e o diâmetro da seção de mistura, para um sistema com capacidade de 2 kW operando com R-134a. A razão de área ótima é aquela que propicia a maior razão de fluxo de massa entre os escoamentos secundário e primário. Os autores concluíram que a razão de áreas aumenta quase que linearmente com o aumento da pressão do fluido motriz e que a pressão crítica decresce na mesma proporção.

## 2.5 EMPREGO DO EJETOR COMO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Um ejetor também pode ser utilizado como um dispositivo de expansão idealmente isentrópico capaz de recuperar o trabalho que de alguma forma é perdido pelo processo isentálpico de um dispositivo de expansão convencional. A explicação básica para esta afirmação é o aproveitamento do efeito de compressão do ejetor para o bombeamento do fluido na linha de sucção até uma pressão intermediária, reduzindo a necessidade de trabalho de compressão do compressor. Diante dessa oportunidade, muitas pesquisas são desenvolvidas em busca do modelamento ideal do ejetor para essa aplicação e para determinar o real incremento no desempenho do ciclo após a aplicação do ejetor como dispositivo de expansão.

A informação que se encontra na literatura aberta é a de que Gay (1931) foi o primeiro a patentear um ciclo de refrigeração em que o ejetor é aplicado para recuperação de trabalho na expansão. O ciclo proposto por Gay, como apresentado na Fig. (2.8), é considerado o ciclo padrão de refrigeração com expansão por ejetor.

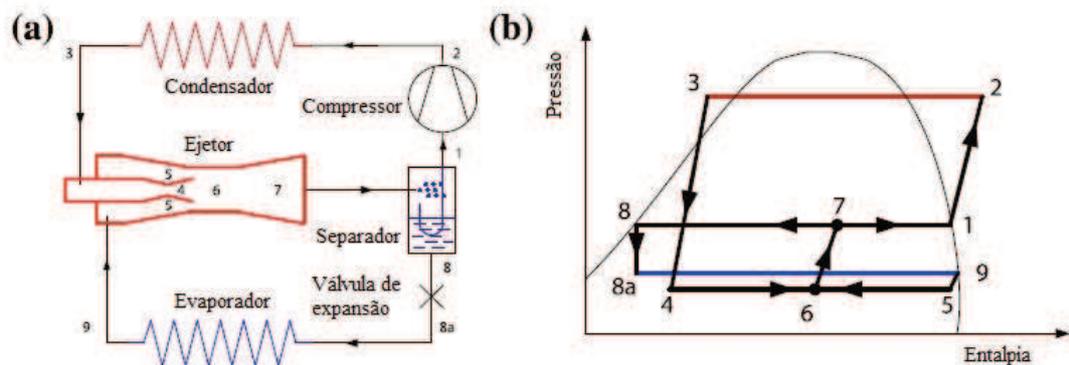


Figura 2.8 - Layout (a) e diagrama pressão versus entalpia (b) do ciclo proposto por Gay (1931).

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

Há duas vantagens no ciclo de refrigeração proposto por Gay. Primeiro, a capacidade de refrigeração é incrementada, uma vez que o processo idealmente isentrópico interno ao ejetor resulta em um maior diferencial de entalpia entre entrada e a saída do evaporador quando comparado a um ciclo convencional equipado com válvula de expansão. Segundo, o *COP* do ciclo é aumentado devido à redução do trabalho do compressor (ELBEL e HRNJAK, 2008).

Kornhauser (1990), apresentou um modelo iterativo unidimensional trabalhando com diversos fluidos refrigerantes. O autor define eficiências individuais para cada componente do

ejetor (bocal primário, bocal secundário e difusor). Essas eficiências são introduzidas no cálculo para representar as perdas do escoamento no ejetor. Kornhauser (1990) introduziu a simplificação de que as perdas causadas pelas tensões cisalhantes oriundas da mistura dos dois escoamentos podem ser reduzidas quando os escoamentos entram na câmara de sucção em velocidades semelhantes. O autor também sugere a existência de uma pressão ótima de mistura dos dois escoamentos onde o *COP* é máximo. Essa pressão varia de fluido para fluido e depende da eficiência do ejetor. Muitas das atuais pesquisas ainda seguem essa linha de raciocínio. A aproximação numérica de Kornhauser (1990) foi utilizada por Nehdi et al. (2007) para investigar numericamente o desempenho de um ciclo de compressão de vapor equipado com um ejetor bifásico ao invés de uma válvula de expansão. De todos os fluidos subcríticos investigados no experimento, o R-141b foi o que apresentou maior incremento no *COP*, de 22%, quando comparado a linha base do ciclo convencional equipado com a válvula de expansão.

Domanski (1995) apresentou um estudo teórico do ciclo proposto por Gay (1931) utilizando 38 fluidos refrigerantes. Este estudo também foi baseado no modelo unidimensional proposto por Kornhauser (1990). Assim como Kornhauser, Domanski também afirma a existência de uma pressão ótima de mistura onde o *COP* é máximo. Foi analisado o comportamento dos diferentes fluidos e a influência da eficiência do ejetor no *COP* do ciclo. O autor concluiu que o *COP* do ciclo com ejetor é sensivelmente dependente da eficiência do ejetor. Essa sensibilidade aumenta para altas eficiências do ejetor. Também foi possível concluir que para baixas eficiências do ejetor, fluidos refrigerantes próprios para aplicação em temperaturas médias de vaporização têm melhores *COP* e, para altas eficiências do ejetor, fluidos com aplicação em baixas temperaturas de vaporização tem maior possibilidade de incremento no *COP*.

Li e Groll (2004 e 2005) apresentaram resultados da simulação de um ciclo transcrito de CO<sub>2</sub> aplicado para a climatização de um ambiente, equipado com um ejetor bifásico. A análise também foi baseada no modelo numérico de Kornhauser (1990). Os autores relataram incrementos no *COP* de até 16%. Os ciclos investigados não eram equipados com trocador de calor intermediário. Posteriormente, Li (2006) publicou outro relato de um experimento através do qual conclui que para temperaturas de condensação acima de 49 °C o ejetor é incapaz de incrementar a eficiência do ciclo transcrito de CO<sub>2</sub>. O autor descreve que para altas temperaturas, a razão de fluxo de massa reduziria significativamente.

Lawrence e Elbel (2013), realizaram um estudo experimental de substituição da válvula de expansão por um ejetor bifásico, mas neste estudo os autores propuseram o uso do ciclo COS

(*Condenser Outlet Split*), desenvolvido por Oshitani et al. (2005), no qual os autores testaram o rendimento do ciclo com os fluidos de trabalho R-134a e R-1234yf. O ciclo COS, como apresentado na Fig. 2.9, foi proposto por Oshitani et al. (2005) como uma alternativa ao ciclo usualmente utilizado, para que fosse possível um melhor controle da estabilidade do ciclo, quando fosse utilizado um fluido refrigerante subcrítico como fluido de trabalho.

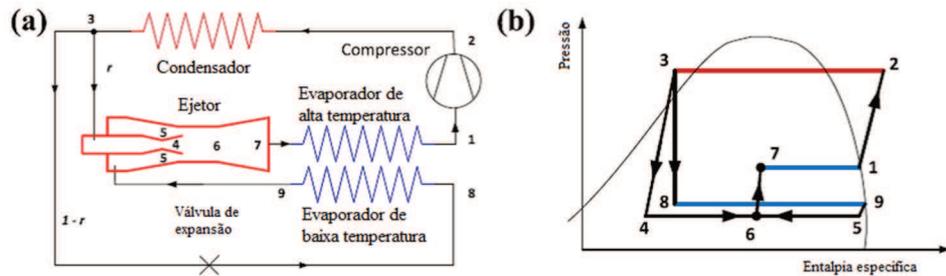


Figura 2.9 - Layout (a) e diagrama pressão versus entalpia (b) do ciclo proposto por Oshitani et al. (2005).

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

No ciclo *COS* o líquido saturado que sai do condensador é dividido em dois escoamentos: um escoamento é enviado ao bocal primário do ejetor e o outro é enviado a um dispositivo de expansão isentálpico, alimentando o evaporador de baixa temperatura. No evaporador de baixa temperatura, o fluido é expandido e posteriormente succionado pelo bocal secundário do ejetor. No ejetor, os dois escoamentos são misturados, recomprimidos e enviados ao evaporador de alta temperatura onde a mistura é vaporizada e succionada pelo compressor. Os autores justificaram o uso do ciclo *COS* através da análise do impacto no *COP* do ciclo, caso o separador líquido/vapor seja ineficiente no desempenho de sua função. Na Fig. (2.10) é apresentado o efeito na razão entre *COP* do ciclo standard e *COP* do ciclo *COS*, devido à ineficiência na separação líquido/vapor para os fluidos R-134a e R-1234yf, onde  $\eta_{liquid}$  e  $\eta_{vapor}$  são as eficiências do separador líquido/vapor. O modelo termodinâmico dos autores descreve que no ciclo *COS*, diferentemente do ciclo padrão, a elevação da pressão de descarga representado pelo aumento da temperatura de condensação, provoca um aumento no *COP* do ciclo, devido ao aumento da pressão de entrada do escoamento primário no bocal convergente-divergente.

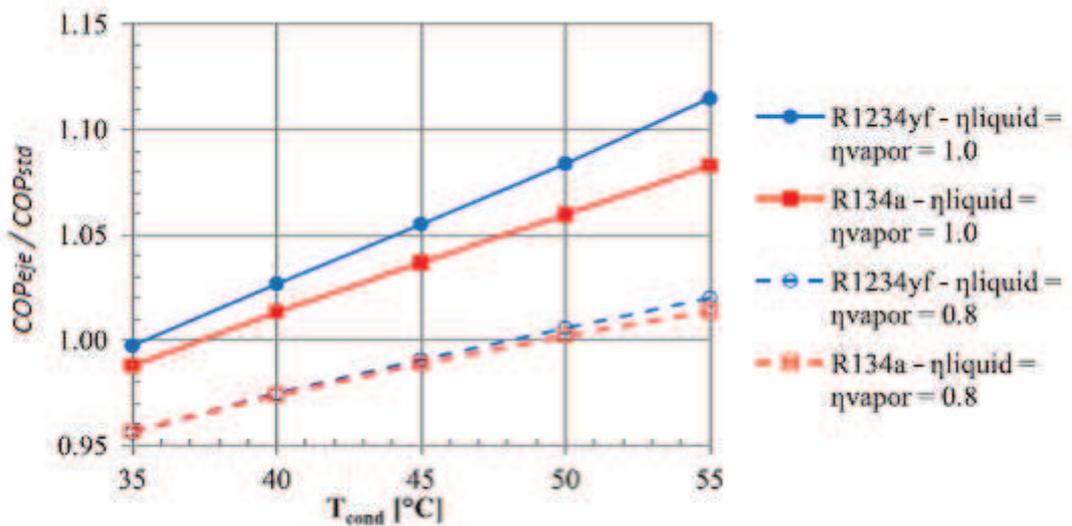


Figura 2.10 - Efeito no  $COP$  da ineficiência na separação líquido/vapor para os fluidos R-134a e R-1234yf.

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

Os autores comparam os resultados do experimento aos dados obtidos de um ciclo COS construído com dois dispositivos de expansão e um ciclo de compressão de vapor convencional. É relatado que o fluido R-1234yf apresentou uma maior capacidade de incremento no  $COP$  do ciclo quando comparado ao R-134a. Para o ciclo com R-1234yf, o ganho foi de 6% e para o R-134a o ganho foi de 5% comparados ao  $COP$  do ciclo convencional. Quando comparado ao ciclo COS, os fluidos alcançaram desempenho de 12% e 8% para R-1234yf e R-134a, respectivamente.

O processo de expansão isentálpico é identificado como uma das maiores irreversibilidades do ciclo de  $CO_2$ . Devido ao ejetor apresentar enorme potencial de melhoria na eficiência dos ciclos, ele é visto como uma solução para o baixo  $COP$  encontrado no ciclo de  $CO_2$ . Lucas e Koehler (2012) apresentaram o estudo de emprego do ejetor para expansão em um ciclo de  $CO_2$ . Nesse estudo, realizou-se a variação de diferentes pressões e temperaturas da saída do evaporador para estudar a influência desta flutuação na eficiência, razão de entrada e pressão de descarga do ejetor. O resultado foi um aumento no  $COP$  do ciclo de 17% a 22% com o ejetor. Os autores concluíram que a eficiência do ejetor decresce proporcionalmente com a redução da temperatura do fluido na saída do evaporador e com a redução da pressão de vaporização, sendo que para a menor pressão de vaporização testada não se registrou nenhuma melhoria significativa na eficiência do ciclo.

Liu e Groll (2008) estudaram o ejetor como dispositivo de expansão para o ciclo transcrito de  $\text{CO}_2$  e para o R-410A como fluidos de trabalho. O estudo foi realizado em laboratório com um ciclo de  $\text{CO}_2$  transcrito, equipado com trocadores de micro canais e um compressor semi-hermético de simples estágio. Inicialmente, foi estabelecido através de testes o  $COP$  do ciclo operando com uma válvula de expansão convencional sob condições padrão para o ambiente interno refrigerado ( $T_{amb,i} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $UR = 50\%$ ) e para o ambiente externo ( $T_{amb,e} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e o  $COP_b$  (coeficiente de performance do ciclo base) para uma pressão de descarga de 121,26 bar foi de 1,105. Após a substituição do dispositivo de expansão, os autores relatam um  $COP_e$  (coeficiente de performance do ciclo com ejetor) de 1,422 para as mesmas condições de operação. Isso representa um incremento de 23% no  $COP$  do sistema. O estudo conclui que o ejetor aumenta o  $COP$  e a capacidade de refrigeração do sistema conforme a temperatura do ambiente externo aumenta. O pico do incremento deu-se para a condição de  $T_{amb,i} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $UR = 50\%$  e  $T_{amb,e} = 37,8 \text{ }^\circ\text{C}$ , em que o  $COP_e$  registrado foi de 1,639 contra um  $COP_b$  de 1,185 e  $\dot{Q}_E = 16,08 \text{ kW}$  versus  $\dot{Q}_b = 11,42 \text{ kW}$ . Os autores utilizaram os resultados da pesquisa para estabelecer relações empíricas para a predição do desempenho de ejetores. Com o uso dessas correlações, foi feito um estudo teórico de um ejetor para aplicação em um ciclo operando com R-410A como refrigerante. Para condições padrão de operação ( $T_{amb,i} = 26,7 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $UR = 50\%$  e  $T_{amb,e} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ ) o  $COP$  e a capacidade de refrigeração calculados foram de 4,786 e 23,22 kW, respectivamente. Estes resultados representam um acréscimo de 11,1% no  $COP$  e de 19,8% na capacidade de refrigeração, se comparados com o ciclo de refrigeração convencional.

Arteconi et al. (2015) apresentaram os resultados da simulação de um refrigerador residencial operando com o fluido R-600a no ciclo da Fig. (2.11a). Os autores propuseram quatro opções de alteração no ciclo padrão de fábrica do equipamento, entre elas a implementação do ciclo proposto por Gay, representado na Fig. 2.11b. As simulações foram feitas para as mesmas condições com temperatura de condensação de  $T_C = 37,2 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura de vaporização de  $T_V = -24,8 \text{ }^\circ\text{C}$  e eficiências dos componentes do ejetor de 0,85. Os autores relataram um possível incremento de 8,8% no  $COP$  do equipamento com o uso do ejetor.

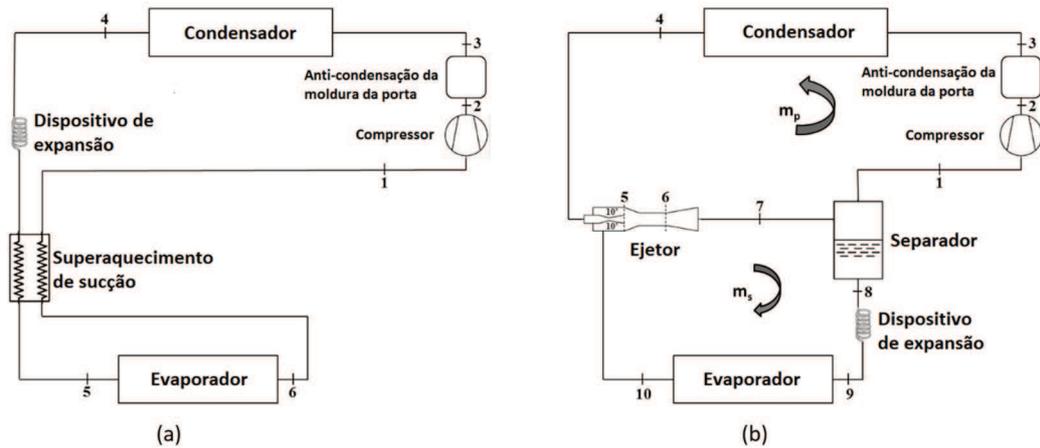


Figura 2.11 - Ciclo padrão do refrigerador (a) e Refrigerador operando com o ciclo proposto por Gay (b).

Fonte: Arteconi et al. (2015).

Zheng et al. (2015) elaboraram um modelo numérico para o ciclo transcrito de  $\text{CO}_2$  com a aplicação do ejetor como dispositivo de expansão. O modelo numérico é dinâmico, uma vez que leva em consideração a mudança das eficiências individuais do ejetor com a mudança dos parâmetros de operação. O modelo foi comparado com dados experimentais e apresenta boa aderência aos resultados práticos. O experimento consistia em um resfriador de água, com condensação indireta e capacidade variável através do controle de rotação do compressor. No experimento, os autores variaram a razão de áreas do ejetor e a abertura da válvula de expansão.

Chaiwongsa e Wongwises (2007) publicaram os resultados de uma pesquisa acerca da influência do diâmetro da garganta do bocal primário no coeficiente de performance, no fluxo de massa do refrigerante, na pressão de vaporização, na razão de compressão do compressor e na capacidade de refrigeração de um equipamento resfriador de líquido operando com fluido R-134a. Para a execução do experimento, foram fabricados três diferentes bocais primários intercambiáveis com 0,8, 0,9 e 1 mm de diâmetro da garganta. As demais dimensões do ejetor foram mantidas constantes. O bocal com maior diâmetro apresentou maior fluxo de massa, a maior pressão de vaporização e, conseqüentemente, a maior razão de compressão. No entanto, o bocal com 0,8 mm de diâmetro propiciou a maior capacidade de refrigeração e com isso o maior *COP* em todas as condições operacionais do experimento.

Pottker e Hrnjak (2015) estudaram um ciclo com ejetor operando com R-410A. O experimento simulou o condicionamento de um ambiente com a variação de temperatura interna de 0 a 15 °C, do ambiente externo variando de 40 a 60 °C e superaquecimento, no ciclo padrão, e subresfriamento de 3 °C. Nessas condições, os autores afirmam ser possível alcançar

incrementos na ordem de 4,9 a 9 % no coeficiente de performance do ciclo devido à redução da perda de pressão com a substituição da válvula de expansão convencional por um ejetor.

### 3 ANÁLISE DO CICLO E DESIGN DO EJETOR

Conforme apresentado no Capítulo 2, há muitos modelos matemáticos para a predição do desempenho do ejetor e para determinação das dimensões básicas do dispositivo. Nesse capítulo, é feita a associação dos modelos apresentados por Kornhauser (1990), Henry e Fauske (1971) e Hassanain et al. (2015) para obter as dimensões fundamentais do ejetor que será aplicado no estudo experimental. Um modelo analítico é apresentado e utilizado para predição do desempenho do ciclo de refrigeração equipado com ejetor no arranjo proposto por Gay (1931) e no ciclo COS proposto por Oshitani et al. (2005). O modelo proposto por Kornhauser (1990) fornece o equacionamento base para o desenvolvimento e será apresentado conforme as quatro subdivisões representadas na Fig. (3.1).

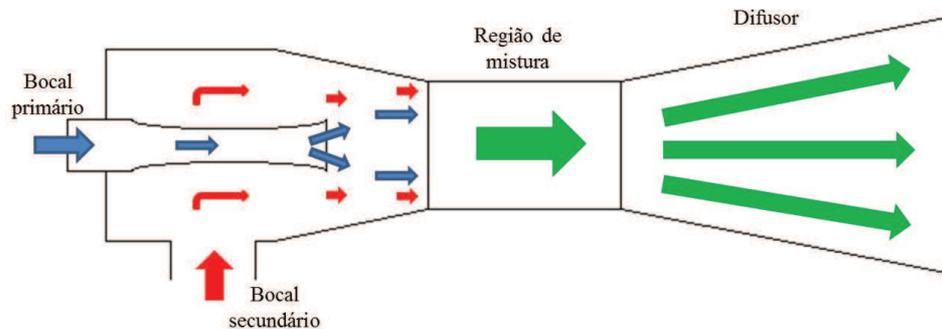


Figura 3.1 - Subdivisões do ejetor.

O modelo foi desenvolvido para análise do ciclo de compressão de vapor proposto por Gay (1931), conforme apresentado na Fig. (3.2).

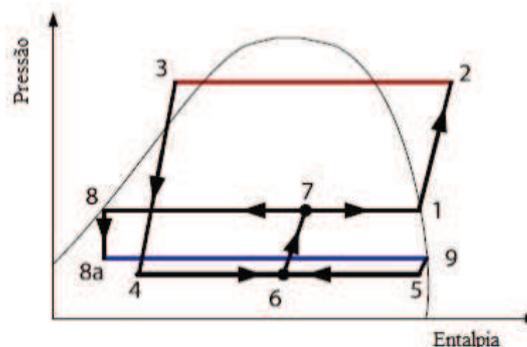


Figura 3.2 - Diagrama pressão versus entalpia do ciclo proposto por Gay (1931).

Fonte: Adaptado de Lawrence e Elbel (2013).

### 3.1 MODELO NUMÉRICO UNIDIMENSIONAL DE KORNHAUSER

O mais antigo e comumente utilizado modelo de análise de ciclo é o modelo proposto por Kornhauser (1990). É um modelo unidimensional, baseado em um pressuposto equilíbrio homogêneo, o que significa que, em todos os pontos do ejetor, considera-se que o fluido está em equilíbrio termodinâmico e todas as propriedades e velocidades do fluido são consideradas constantes através das seções transversais. O modelo também assume que a mistura ocorre à pressão constante, em um patamar levemente inferior à pressão de vaporização. As irreversibilidades devido ao atrito ou às tensões oriundas do choque entre as duas correntes motrizes são corrigidas através de valores de eficiências. Assim como os demais modelos disponíveis na literatura, o modelo de Kornhauser (1990) tem como equações regentes as leis de conservação da massa e da energia para um processo de mistura.

Os subíndices utilizados para a especificação das propriedades termodinâmicas (entalpia específica,  $h$ , e entropia específica,  $s$ ), na entrada e saída de cada dispositivo, obtidas a partir dos balanços de massa, energia e momento, representam os estados definidos na Fig. (3.2).

### 3.2 BOCAL PRIMÁRIO DO EJETOR

A entalpia do fluido motriz na saída do bocal primário no processo isentrópico é função da pressão da região de mistura dos fluidos ( $P_6$ ) e da entropia do fluido motriz na entrada do bocal primário ( $s_3$ ).

A entalpia específica do fluido motriz na saída do bocal primário é determinada através de sua eficiência isentrópica,  $\eta_{b,p}$ , conforme Eq. (3.1).

$$h_4 = h_3 + \eta_{b,p} (h_{4,is} - h_3) \quad (3.1)$$

em que  $h_{4,is}$  é a entalpia de um processo de expansão isentrópico, dada pela Eq. (3.2).

$$h_{4,is} = f(P_6, s_3) \quad (3.2)$$

A velocidade do fluido motriz na saída do bocal primário é determinada pela Eq. (3.3).

$$u_4 = \sqrt{2(h_3 - h_4)} \quad (3.3)$$

### 3.3 BOCAL SECUNDÁRIO DO EJETOR

Do mesmo modo que para o bocal primário, são obtidas as equações para o bocal secundário, conforme as Eq. (3.4), (3.5) e (3.6), em que  $\eta_{b,s}$  é a eficiência do bocal de sucção.

$$h_{5,is} = f(P_6, s_9) \quad (3.4)$$

$$h_5 = h_9 + \eta_{b,s}(h_{5,is} - h_9) \quad (3.5)$$

$$u_5 = \sqrt{2(h_9 - h_5)} \quad (3.6)$$

### 3.4 CÂMARA OU SEÇÃO DE MISTURA

A entalpia do fluido na região de mistura é determinada pela Eq. (3.7).

$$h_6 = rh_4 + (1-r)h_5 \quad (3.7)$$

em que  $r$  é a razão entre a vazão mássica do bocal primário e a vazão mássica total do ejetor, dada pela Eq. (3.8):

$$r = \frac{m_{b,p}}{m_{b,p} + m_{b,s}} \quad (3.8)$$

A velocidade,  $u$ , da mistura dos dois fluidos é determinada pela Eq. (3.9).

$$u_6 = ru_4 + (1-r)u_5 \quad (3.9)$$

### 3.5 DIFUSOR DO EJETOR

Na saída do difusor, a entalpia específica do fluido refrigerante, considerando um processo isentrópico, é definida pela Eq. (3.10).

$$h_{7,is} = h_6 + \frac{1}{2}u_6^2 \quad (3.10)$$

A pressão do fluido na saída do ejetor está em função da entalpia do fluido misto, considerando um processo isentrópico e a entropia na região de mistura, conforme Eq. (3.11).

$$P_7 = f(h_{7,is}, s_6) \quad (3.11)$$

A entalpia do fluido na saída do ejetor é determinada pela Eq. (3.12).

$$h_7 = h_6 + \eta_d \frac{1}{2}u_6^2 \quad (3.12)$$

Para uma condição de operação em regime permanente do ciclo com ejetor, o título na saída do ejetor necessita ser igual ao valor de  $r$ , como mostrado na Eq. (3.13). Essa condição estabelece também o procedimento iterativo de cálculo utilizado.

$$r = x_7 = f(P_7, h_7) \quad (3.13)$$

O modelo exige a determinação da condição de entrada do fluido primário e secundário ( $P_3, h_3, P_9, h_9$ ) e também da pressão da região de mistura ( $P_6$ ). O modelo deve ser resolvido numérica e iterativamente. A solução do modelo inicia com a estimativa de um valor para a razão do fluxo de massa no ejetor ( $r$ ). O valor calculado da variável  $r$  é comparado ao título do fluido na saída do difusor ( $x_7$ ) quando for satisfeita a condição de convergência entre o resultado atual e o anterior.

### 3.6 MODELAMENTO DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

Conforme Lawrence e Elbel (2013), o  $COP_e$  do ciclo de ejetor pode ser determinado pela Eq. (3.14).

$$COP_e = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{(1-r)(h_9 - h_{8a})}{r(h_{2,real} - h_1)} \quad (3.14)$$

A partir da definição da pressão do fluido na saída do ejetor, pode-se estabelecer a entalpia do fluido na saída do separador líquido/vapor e entrada do evaporador, conforme a Eq. (3.15).

$$h_8 = h_{8a} = f(P_7, x_8 = 0) \quad (3.15)$$

Da mesma forma, as definições da entalpia e entropia na entrada do compressor são dadas pelas Eq. (3.16) e (3.17).

$$h_1 = f(P_7, x_1 = 1) \quad (3.16)$$

$$s_1 = f(P_7, x_1 = 1) \quad (3.17)$$

Como dito anteriormente, os estados do fluido na entrada do bocal primário e de sucção necessitam ser informados. Isso acontece pela definição das temperaturas de condensação ( $T_3$ ),

vaporização ( $T_9$ ) e o título do fluido nesses estados. Assim, pode-se definir as propriedades dos estados 3 e 9 do ciclo.

$$P_9 = f(T_9, x_9 = 1) \quad (3.18)$$

$$s_9 = f(P_9, x_9 = 1) \quad (3.19)$$

$$h_9 = f(P_9, x_9 = 1) \quad (3.20)$$

$$P_3 = f(T_3, x_3 = 0) \quad (3.21)$$

$$s_3 = f(P_3, x_3 = 0) \quad (3.22)$$

$$h_3 = f(P_3, x_3 = 0) \quad (3.23)$$

Conhecidos os estados 1 e 3, as propriedades do estado 2 podem ser definidas.

$$h_{2,is} = f(P_3, x_1) \quad (3.24)$$

$$h_{2,real} = h_1 + \frac{h_{2,is} - h_1}{\eta_{comp}} \quad (3.25)$$

A potência mecânica do compressor é determinada pela Eq. (3.26).

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{comp} (h_{2,real} - h_1) \quad (3.26)$$

A capacidade do evaporador é determinada através da Eq. (3.27).

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{b,s} (h_9 - h_{8a}) \quad (3.27)$$

A vazão mássica do bocal primário é determinada pela Eq. (3.28).

$$\dot{m}_{b,p} = \frac{r - \dot{m}_{b,s}}{r - 1} \quad (3.28)$$

A vazão mássica do bocal secundário é determinada pela Eq. (3.29).

$$\dot{m}_{b,s} = \frac{\dot{Q}_E}{h_9 - h_{8a}} \quad (3.29)$$

A vazão mássica do compressor é igual à vazão mássica do bocal primário.

$$\dot{m}_{comp} = \dot{m}_{b,p} \quad (3.30)$$

A eficiência do bocal primário é determinada pela Eq. (3.31).

$$\eta_{b,p} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,is}} \quad (3.31)$$

A eficiência do bocal secundário é determinada pela Eq. (3.32).

$$\eta_{b,s} = \frac{h_9 - h_5}{h_9 - h_{5,is}} \quad (3.32)$$

A eficiência do difusor é determinada pela Eq. (3.33).

$$\eta_d = \frac{h_7 - h_6}{\frac{1}{2}u_6^2} \quad (3.33)$$

A eficiência do compressor é determinada pela Eq. (3.34).

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2,is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.34)$$

As propriedades do estado 6 são definidas a partir da pressão da região de mistura ( $P_6$ ), e de sua temperatura de saturação, conforme as Eq. (3.35) e (3.36).

$$P_6 = f(T_6, x_6 = 1) \quad (3.35)$$

$$s_6 = f(P_6, h_6) \quad (3.36)$$

De acordo com Kornhauser (1990) e Domanski (1995), para uma dada condição de operação e eficiências dos bocais e do difusor, existe uma pressão ótima da mistura,  $P_6$ , abaixo da pressão de sucção, que produz o *COP* máximo do ciclo de ejetor. Dessa forma,  $P_6$  é um dado de entrada.

Para a solução do modelo são necessárias algumas considerações que estão listadas a seguir:

- i. A perda de pressão nos trocadores e tubulação é desprezível;
- ii. As perdas por transferência de calor na tubulação são desprezíveis;
- iii. O ciclo é equipado com um separador de líquido/vapor e o rendimento deste componente é unitário;
- iv. As perdas por atrito do escoamento no ejetor são corrigidas através das eficiências de cada volume de controle do ejetor;
- v. O escoamento no interior do ejetor é unidimensional e ocorre em regime permanente;
- vi. O processo é adiabático;

- vii. O processo de mistura dos fluidos acontece à pressão constante (MUNDAY et al., 1977).

### 3.7 COMPROVAÇÃO DO MODELO DE ANÁLISE DO CICLO PADRÃO (GAY, 1931)

Para comprovar a metodologia utilizada nesse trabalho para a solução do ciclo de ejetor, o modelo foi resolvido e os resultados confrontados com os resultados apresentados por Kornhauser (1990) e Domanski (1995). Para a solução desse conjunto de equações foi desenvolvido um programa na plataforma do software *EES - Engineering Equation Solver* (Klein e Alvarado, 2014), principalmente por sua facilidade na obtenção das propriedades termodinâmicas de diferentes refrigerantes. O método de solução usado nesse trabalho realiza um processo iterativo, variando o valor do  $r$  inicial em incrementos de 0,001. O novo valor de  $r$  corresponde ao título da mistura na saída do difusor,  $x_7$ . O cálculo prossegue até que a diferença absoluta entre os valores de  $r$ , anterior e atual, seja menor que 0,005. Essa forma de cálculo permitiu obter uma convergência no *EES* para qualquer fluido e temperaturas de saturação. Nas seções a seguir são apresentadas essas comparações.

#### 3.7.1 COMPARAÇÃO COM KORNHAUSER (1990)

Para os mesmos fluidos refrigerantes estudados por Kornhauser (1990), os dados de entrada dos sistemas são apresentados na Tab. (3.1). Os fluidos refrigerantes estudados foram o R-22, R-11, R-12, R-114, R-502 e o R-717.

Tabela 3.1 Dados de entrada para a simulação do ciclo de ejetor.

Variável	Valor
Capacidade de refrigeração [kW]	5
Temperatura de evaporação [°C]	-15
Temperatura de condensação [°C]	30
Temperatura da região de mistura [°C]	**

Como dito anteriormente, Kornhauser sugere a existência de uma temperatura de mistura ótima na qual o  $COP_e$  do ciclo é máximo para uma dada eficiência global do ejetor. Para que seja possível a comparação dos resultados com os dados do estudo de Kornhauser (1990), foi considerada nessa análise uma eficiência global unitária do ejetor, ou seja:

$$\eta_{b,p} = \eta_{b,s} = \eta_d = \eta_{comp} = \eta_{global} = 1 \quad (3.37)$$

A comparação dos resultados com os dados fornecidos por Kornhauser foi feita através de  $R_z$ , a razão entre o  $COP_e$  (do ciclo de ejetor) com o  $COP_s$  (do ciclo padrão de refrigeração) para as mesmas temperaturas de saturação, conforme definido pela Eq. (3.38).

$$R_z = \frac{COP_e}{COP_s} \quad (3.38)$$

Com a definição da eficiência global e da variável  $R_z$  é possível determinar a temperatura ótima da região de mistura. Na Fig. (3.3) são apresentados os valores de  $R_z$  em função da temperatura de mistura para o refrigerante R-22.

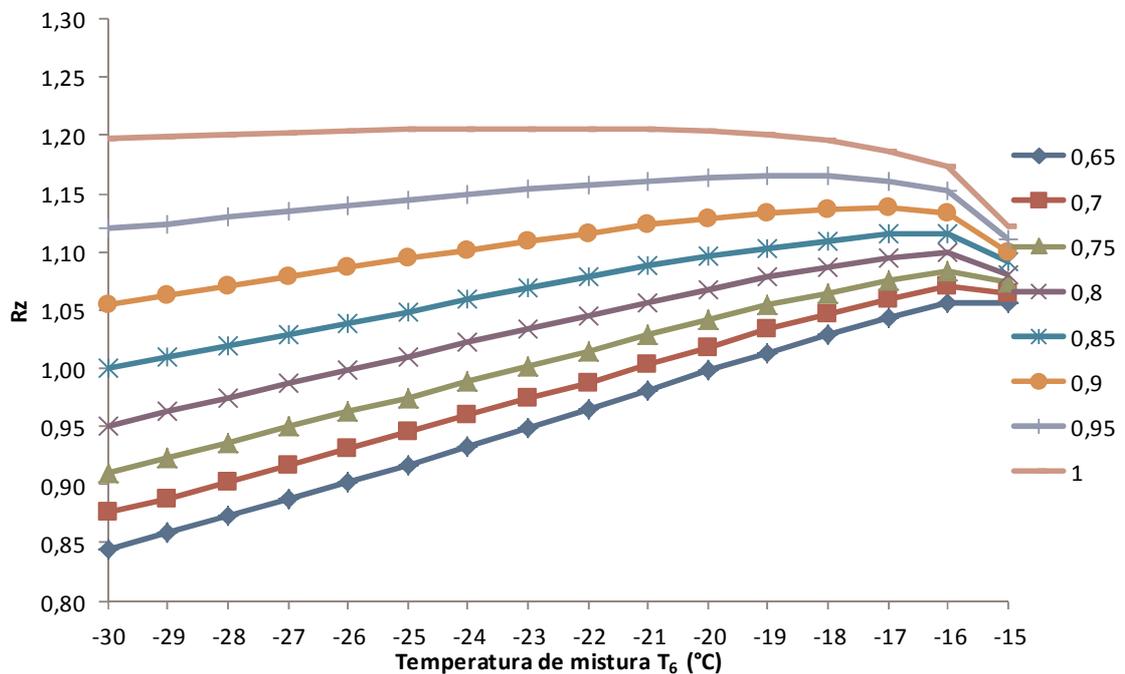


Figura 3.3 - Efeito da temperatura da região de mistura no COP do ciclo com ejetor para o fluido R-22, para eficiência do ejetor variando de 0,65 a 1.

Através da análise do gráfico é possível concluir que a temperatura de mistura ( $T_6$ ) ótima para o fluido R-22 é de aproximadamente  $-22$  °C para um ejetor ideal ( $\eta_{global} = 1$ ). A medida que a eficiência global do ejetor diminui, a temperatura ótima desloca-se para a direita, no sentido de temperaturas de mistura mais altas. Na Tab. (3.2) são apresentados os valores de  $T_6$  para os demais fluidos estudados, utilizando-se o mesmo procedimento.

Tabela 3.2 Temperatura de mistura ótima para os mesmos refrigerantes analisados por Kornhauser (1990).

Refrigerante	R-22	R-11	R-12	R-114	R-502	R-717
T6 [°C]	-22	-20	-22	-24	-26	-18

O cálculo do ciclo padrão foi realizado utilizando-se o balanço de energia para cada componente, com as considerações usuais (sem superaquecimento na saída do evaporador e sem subresfriamento na saída do condensador, além de perdas de pressão desprezíveis na tubulação e nos trocadores). O *COP* do ciclo padrão é definido pela Eq. (3.39).

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{Comp}} \quad (3.39)$$

em que  $\dot{Q}_E$  é a capacidade de evaporador definida pela Eq. (3.27) e  $\dot{W}_{Comp}$  é a potência mecânica do compressor, definida pela Eq. (3.26).

Os resultados dos cálculos, para os refrigerantes listados anteriormente, considerando uma eficiência unitária dos componentes do ejetor e compressor são apresentados na Tab. (3.3) em comparação com os dados apresentados por Kornhauser (1990).

Tabela 3.3 Comparação dos resultados com os dados de Kornhauser (1990).

Fluido	$COP_s$	$COP_e$ (Kornhauser)	$COP_e$ (calculado)
R-22	4,661	5,61	5,66
R-11	5,026	5,70	5,76
R-12	4,704	5,70	5,75
R-114	4,6	5,71	5,77
R-502	4,353	5,67	5,71
R-717	4,765	5,33	5,37

Como pode ser observado na Tab. (3.3) os valores encontrados pelo modelo são muito próximos dos valores encontrados por Kornhauser (1991), com diferenças inferiores a 1%.

Kornhauser (1990) também estudou o efeito da eficiência do ejetor no  $COP_e$  e na razão  $R_z$ . Esse efeito foi simulado no modelo e está apresentado nas Fig. (3.4) e (3.5).

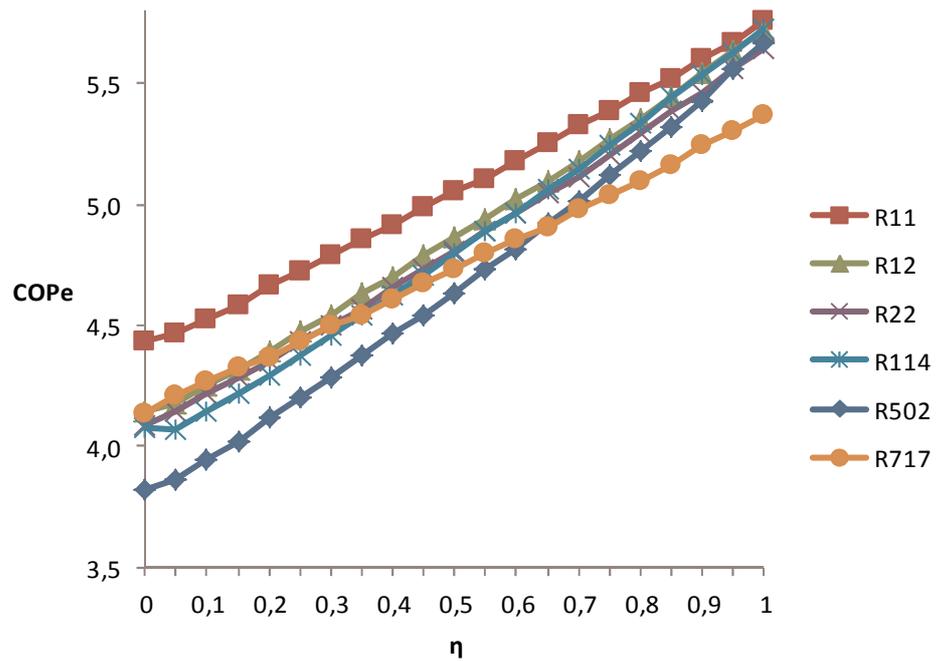


Figura 3.4 - Efeito da variação da eficiência do ejetor no COP do ciclo de ejetor para  $T_3$  de 30 °C e  $T_9$  de -15 °C.

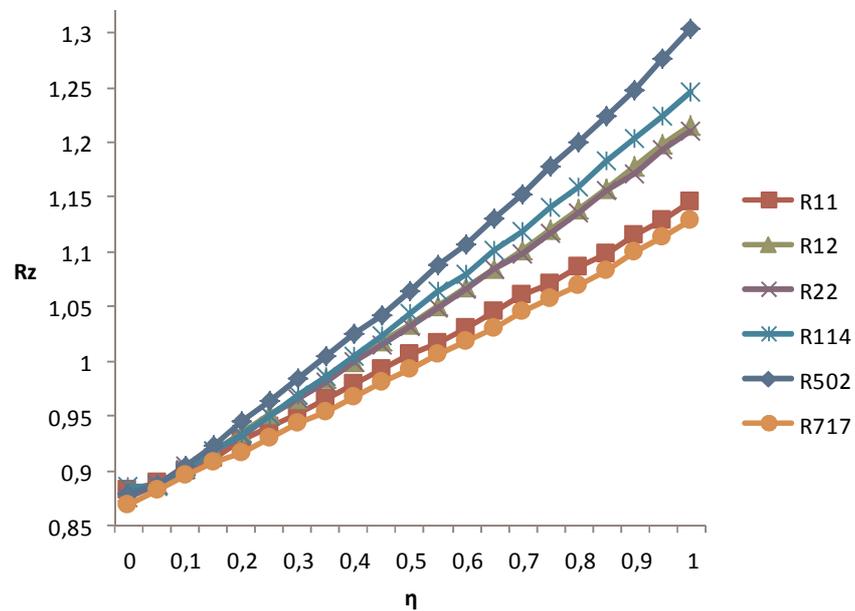


Figura 3.5 - Efeito da variação da eficiência do ejetor na razão entre  $COP_e$  e  $COP_s$  ( $R_z$ ) para  $T_3$  de 30 °C e  $T_9$  de -15 °C.

Através da análise dessas figuras pode ser observado uma forte dependência do desempenho do ciclo em relação à eficiência do ejetor. O incremento do  $COP_e$  e de  $R_z$  é mais

significativo nas eficiências maiores que 0,5. Para refrigerantes que apresentam maior superaquecimento na descarga do compressor (diferença entre a temperatura de descarga e a temperatura de saturação para a mesma pressão), como é o caso do R-717, os incrementos do *COP<sub>e</sub>* são menos significativos.

### 3.7.2 COMPARAÇÃO COM DOMANSKI (1995)

Para validar as rotinas computacionais desenvolvidas também foram utilizados os resultados publicados por Domanski (1995), nos quais foram analisados os refrigerantes R-717, R-32, R-22, R-13, R-290, R-12, R-134a, R-11, R-600a, R-141b, R-123 e R-113 operando em um ciclo de ejetor. Nesse trabalho, Domanski desenvolve os cálculos fazendo uso da temperatura reduzida, tanto para o condensador quanto para o evaporador, definidas pelas Eq. (3.40) e (3.41), respectivamente.

$$T_{c,r} = \frac{T_c}{T_{cr}} \quad (3.40)$$

$$T_{E,r} = \frac{T_E}{T_{cr}} \quad (3.41)$$

em que  $T_c$  e  $T_E$  são as temperaturas absolutas de saturação no condensador e evaporador, respectivamente e  $T_{cr}$  é a temperatura crítica absoluta do fluido refrigerante.

Os fluidos têm comportamentos distintos a uma determinada temperatura e pressão. Entretanto, o comportamento tende a ser mais estável quando as temperaturas e pressões são normalizadas em relação às temperaturas e pressões críticas. Desta forma, todos os refrigerantes são analisados nas mesmas temperaturas reduzidas o que garante que todos eles operem na sua melhor faixa de aplicação, mesmo que isso implique que as temperaturas absolutas de saturação e a diferença de temperatura entre condensador e evaporador sejam diferentes. Os valores de temperaturas reduzidas utilizados por Domanski (1995) foram de  $T_{c,r} = 0,82$  e  $T_{E,r} = 0,65$ . As temperaturas de saturação resultantes, para cada refrigerante analisado, são mostradas na Tab. (3.4). Nessa tabela,  $T_3$  representa a temperatura de condensação e  $T_9$  a temperatura de vaporização.

Tabela 3.4 Dados de entrada do sistema para comparação com Domanski (1995).

<b>Fluido</b>	<b>T3 [°C]</b>	<b>T9 [°C]</b>
R-717	59,3	-9,6
R-32	15	-44,8
R-22	29,7	-33,1
R-13	-25,5	-76,8
R-290	30,1	-32,8
R-12	42,5	-22,9
R-134a	33,8	-29,9
R-11	113,2	33,1
R-600a	61,3	-8,1
R-141b	118,3	37,1
R-123	101,6	23,9
R-113	126,6	43,7

A pressão na região de mistura,  $P_6$ , foi mantida igual para todos os refrigerantes, correspondendo a uma temperatura de saturação,  $T_6$ , abaixo da temperatura de vaporização,  $T_9$ . Nas simulações realizadas, verificou-se que a temperatura ótima para a maioria dos refrigerantes encontra-se entre 5 e 10 K abaixo da temperatura de saturação do evaporador,  $T_9$ , que produz o  $COP$  máximo, com diferenças entre eles na segunda casa decimal. Nos estudos realizados por Lawrence (2012), a temperatura da região de mistura foi considerada também constante, correspondente a 5 K abaixo da  $T_9$ , condição usada nessa comparação.

Domanski (1995) comparou o  $COP_e$  ao  $COP$  do ciclo ideal de Carnot operando com as mesmas temperaturas de saturação. O  $COP$  do ciclo de Carnot é determinado pela Eq. (3.42).

$$COP_C = \frac{T_9}{T_3 - T_9} \quad (3.42)$$

em que  $T_9$  e  $T_3$  devem ser inseridas como temperaturas absolutas.

A razão entre o  $COP_e$  e o  $COP_C$  é representada por  $R_{ZC}$  e é determinada pela Eq. (3.43).

$$R_{ZC} = \frac{COP_e}{COP_C} \quad (3.43)$$

Os resultados dos cálculos, para os refrigerantes listados anteriormente, considerando uma eficiência unitária dos componentes do ejetor e do compressor, são apresentados na Tab. (3.5), em termos do  $COP$  do ciclo de ejetor,  $COP_e$ .

Tabela 3.5 Resultados do modelo termodinâmico.

Fluido	$COP_e$
R-717	3,49
R-32	3,56
R-22	3,70
R-13	3,73
R-290	3,74
R-12	3,74
R-134a	3,74
R-11	3,71
R-600a	3,66
R-141b	3,65
R-123	3,64
R-113	3,56

Esses resultados estão em concordância com os apresentados por Domanski (1995). O  $COP$  do ciclo de ejetor,  $COP_e$ , é fortemente dependente das eficiências dos componentes do ejetor. Essa afirmação pode ser comprovada pela análise da Fig. (3.6) onde estão representados os valores da razão entre os coeficientes de desempenho ( $R_{zc}$ ) para uma variação das eficiências dos componentes do ejetor entre 0 e 1.

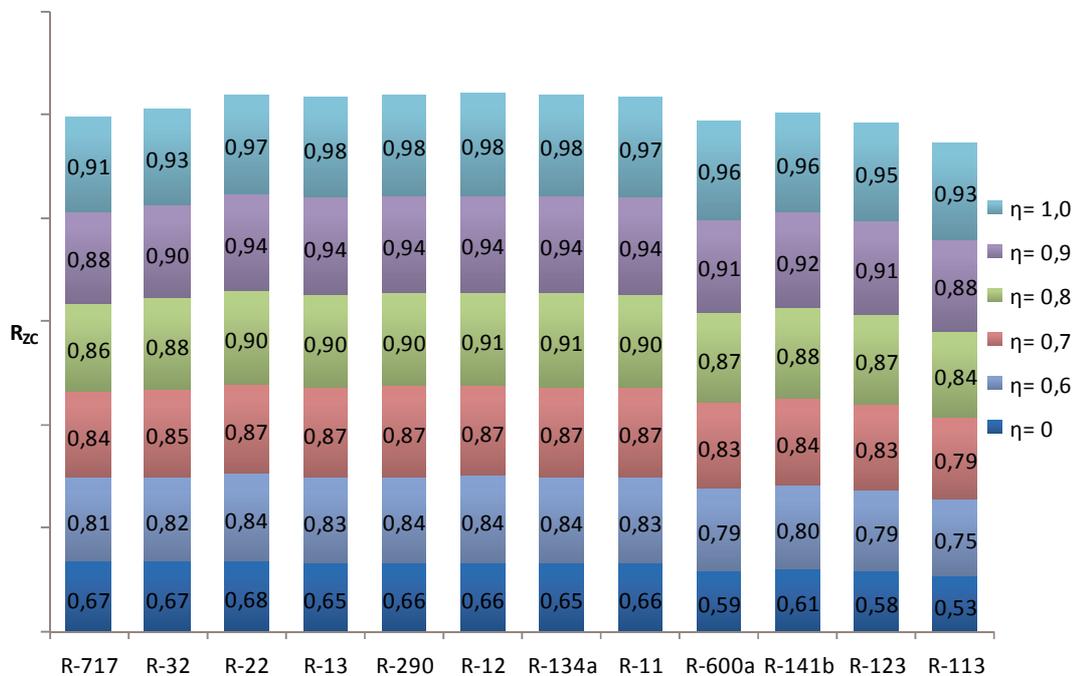


Figura 3.6 - Efeito da eficiência dos componentes do ejetor na relação entre o  $COP$  do ciclo de ejetor e do ciclo de Carnot,  $R_{zc}$ .

Quando as eficiências dos componentes do ejetor são iguais a zero, o ciclo de ejetor se aproxima ao ciclo padrão de refrigeração. A variação do desempenho do ciclo de ejetor mostra-se mais sensível à medida em que as eficiências dos componentes do ejetor aumentam, fato esse também observado por Kornhauser (1990). De acordo com diversos autores, as eficiências dos componentes ficam na ordem de 0,7 a 0,8, sendo bastante improvável que atinjam valores superiores a essa faixa.

Domanski (1995) também simulou a operação do ciclo de ejetor com a temperatura de condensação de 46 °C e de vaporização igual a 8 °C. Essa mesma condição de operação foi simulada e está representada na Fig. (3.7). Os resultados encontrados estão de acordo com os apresentados por Domanski. Além disso, é possível observar que todos os refrigerantes apresentam um incremento na razão  $R_{zc}$  com o aumento das temperaturas de operação, principalmente, para as eficiências mais baixas do ejetor, quando comparados com os resultados apresentados na Fig. (3.6).

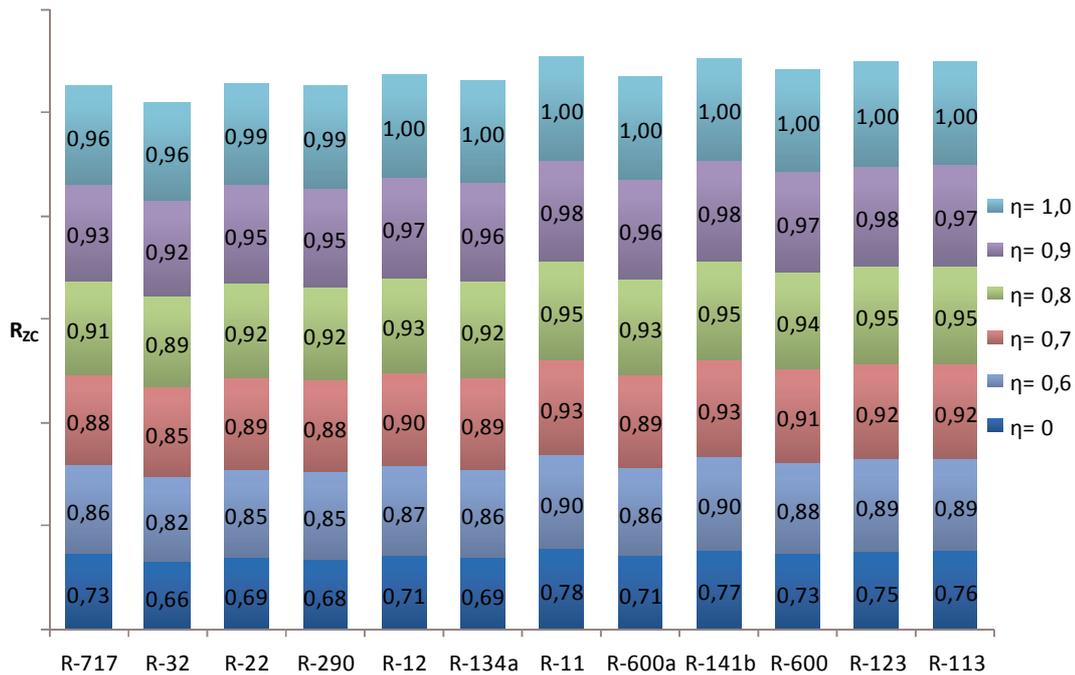


Figura 3.7 - Efeito na relação entre o  $COP$  do ciclo de ejetor e do ciclo de Carnot,  $R_{zc}$ , para uma temperatura de condensação ( $T_3$ ) de 48 °C e temperatura de evaporação ( $T_9$ ) de 8 °C.

Considerando a concordância dos resultados encontrados na simulação em comparação aos valores apresentados por Kornhauser (1990) e por Domanski (1995), pode-se afirmar que



Através do balanço de energia no ejetor, definimos a entalpia na saída do ejetor e entrada do evaporador de alta temperatura na Eq. (3.46).

$$h_7 = (1 - r)h_9 + rh_3 \quad (3.46)$$

Inserindo a Eq. (3.46) na Eq. (3.45) e executando as simplificações, encontramos a Eq. (3.47).

$$COP_{COS} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.47)$$

### 3.7 ANÁLISE DO CICLO COS

A seguir se analisa teoricamente o COP do ciclo COS e os resultados são confrontados com o ciclo padrão de refrigeração. As condições de entrada da simulação são resumidas na Tab. 3.6.

Tabela 3.6 Dados de entrada para a simulação do ciclo COS.

Variável	Valor
Faixa de temperatura de evaporação [°C]	1 a 15
Faixa de temperatura de condensação [°C]	30 a 85
Superaquecimento [K]	3
Subresfriamento [K]	5
$\eta_{b,p}$	0,8
$\eta_{b,s}$	0,8
$\eta_d$	0,75
$\eta_{comp}$	0,75

A razão entre o  $COP_{COS}$  da Eq. (3.47) e o  $COP_S$  da Eq. (3.39) é representada por  $R_{ZCOS}$  e é determinada pela Eq. (3.48).

$$R_{ZCOS} = \frac{COP_{COS}}{COP_S} \quad (3.48)$$

Na Fig.(3.9) é apresentado o comportamento do COP dos ciclo COS, ciclo padrão de refrigeração e COP de Carnot determinado pela Eq. (3.42). Constata-se a tendência natural de decréscimo do COP com o aumento da temperatura de condensação, porém, observa-se a vantagem do ciclo COS frente ao ciclo padrão a partir da temperatura de condensação de 45 °C. A diferença é detalhada na Fig. 3.10.

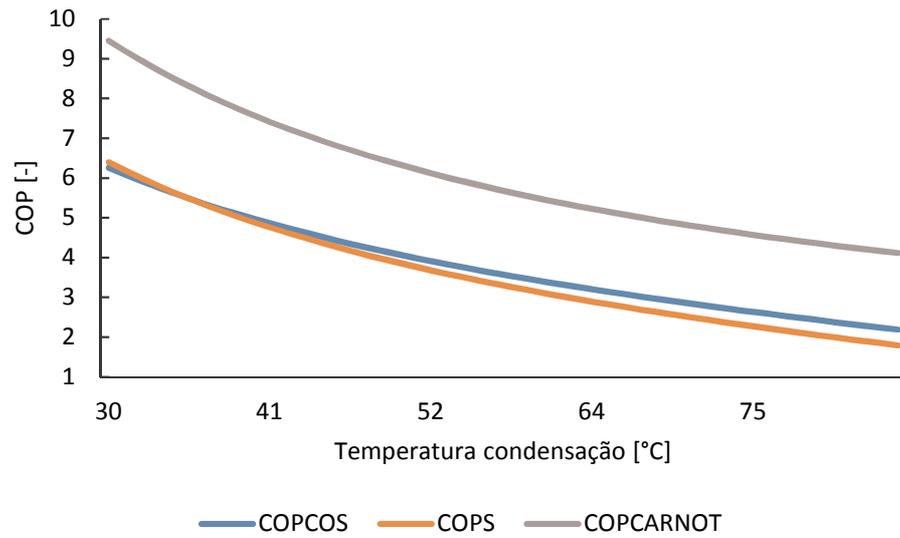


Figura 3.9 - Comparação entre os comportamentos do COP do ciclo COS, padrão e Carnot.

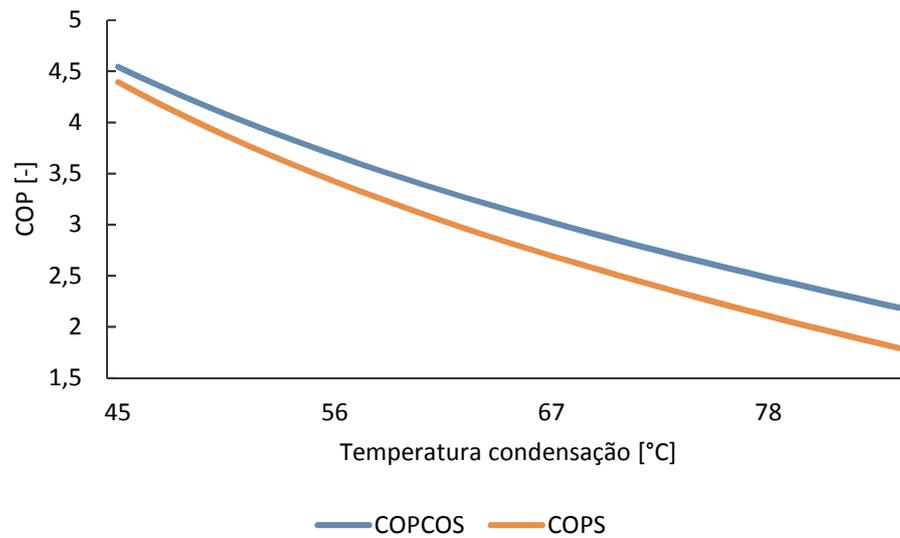


Figura 3.10 - Comparação entre os comportamentos do COP do ciclo COS e padrão para temperatura de condensação na faixa de 45 a 85 °C.

A Fig.(3.11) representa a evolução da  $R_{ZCOS}$  confirmando a constatação da figura anterior de que o ciclo COS sofre menor influência da temperatura de condensação frente ao ciclo padrão, apresentando COP até 9% superior para a temperatura de 60 °C.

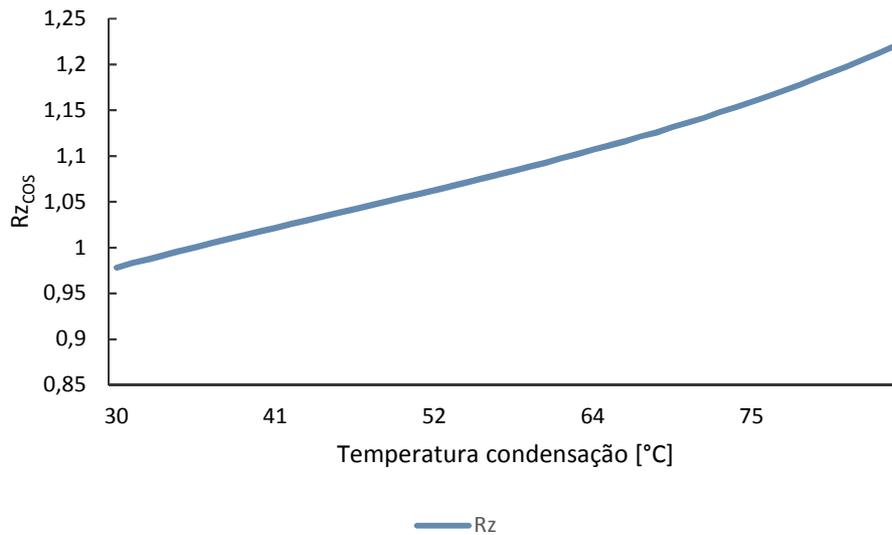


Figura 3.11 - Efeito na relação entre o  $COP$  do ciclo de padrão e do ciclo de COS,  $R_{ZCOS}$ , para as faixas de temperatura de condensação ( $T_3$ ) de 30 a 85 °C e temperatura de vaporização ( $T_9$ ) de 1 a 15 °C.

### 3.9 DIMENSIONAMENTO DO EJETOR

As equações apresentadas a seguir possibilitam a definição das dimensões básicas dos principais componentes do ejetor. Os sub-índices  $0$  e  $t$  representam as propriedades na condição de estagnação e na garganta do bocal primário, respectivamente. Os demais sub-índices utilizados nas equações seguem representando os estados definidos na Fig. (3.8).

O fluxo de massa na saída do bocal primário é determinado através da Eq. (3.49).

$$G_4 = \rho_4 u_4 \quad (3.49)$$

em que  $\rho_4$  é a massa específica do fluido na saída do bocal primário em função da pressão da região de mistura, dada pela Eq. (3.50).

$$\rho_4 = f(P_6) \quad (3.50)$$

A área do fluido motriz na região de área constante é dada pela Eq. (3.51).

$$A_4 = \frac{\dot{m}_{total}}{\rho_4 u_4 (1 + \omega)} \quad (3.51)$$

em que  $\dot{m}_{total}$  é a soma das vazões mássicas do bocal primário e bocal secundário dadas pelas Eq. (3.28) e (3.29), e  $\omega$  é a razão entre as vazões mássicas dos bocais primário,  $\dot{m}_{b,p}$  e secundário  $\dot{m}_{b,s}$ , representada pela Eq. (3.52).

$$\omega = \frac{\dot{m}_{b,s}}{\dot{m}_{b,p}} \quad (3.52)$$

De modo semelhante ao bocal primário, pode-se determinar as propriedades do bocal secundário. O fluxo de massa na saída do bocal secundário é determinado através da Eq. (3.53).

$$G_5 = \rho_5 u_5 \quad (3.53)$$

onde  $\rho_5$  é a massa específica do fluido na saída do bocal secundário em função da pressão da região de mistura, dada pela Eq. (3.54).

$$\rho_5 = f(P_6) \quad (3.54)$$

A área que o fluido secundário ocupa na região de área constante é definida pela Eq. (3.55).

$$A_5 = \frac{\dot{m}_{total} v_5}{u_5 (1 + \omega)} \quad (3.55)$$

Na região de mistura, o fluxo de massa pode ser determinado pela Eq. (3.56).

$$G_6 = \rho_6 u_6 \quad (3.56)$$

Conforme Henry e Fauske (1971), o escoamento crítico na garganta do bocal primário pode ser calculado através da solução simultânea das Eq. (3.57) e (3.58).

$$G_C^2 = \left[ \frac{x_0 v_{v,t}}{n_t p_t} + (v_{v,t} - v_{l,0}) \left[ \frac{(1-x_0)N}{s_{v,t} - s_{l,t}} \frac{ds_{l,Eq}}{dp_t} - \frac{x_0 c_{p,v,t} \left( \frac{1}{n_t} - \frac{1}{\gamma} \right)}{p_t (s_{v,0} - s_{l,0})} \right] \right]^{-1} \quad (3.57)$$

onde  $s_{l,Eq}$  é a entropia do fluido em estado líquido na condição de equilíbrio, ou seja, em função da pressão estática local. O  $v$  é o volume específico do fluido,  $x$  é o título,  $p$  é a pressão e  $cp$  é o calor específico do fluido, todos no estado indicado pelo subscrito. A Eq. (3.58) é a equação do momento integrada entre a condição de estagnação e local da garganta do bocal.

$$(1-x_0)v_{l,0}(p_0 - p_t) + \frac{x_0 \gamma}{\gamma - 1} (p_0 v_{v,0} - p_t v_{v,t}) = \frac{[(1-x_0)v_{l,0} + x_0 v_{v,t}]^2}{2} G_C^2 \quad (3.58)$$

onde  $\gamma$  é o expoente isentrópico e  $n_t$  é o expoente politrópico que representa a parcela significativa de transferência de calor que ocorre na garganta do bocal primário e é definido pela Eq. (3.59).

$$n_t = \frac{\frac{(1-x_t)c_{p;l,t}}{c_{p;l,t}} + 1}{\frac{(1-x_t)c_{p;l,t}}{c_{p;l,t}} + 1/\gamma} \quad (3.59)$$

onde  $N$  é um parâmetro experimental que representa a mudança de fase parcial que ocorre na garganta do bocal primário e é definido pela Eq. (3.60).

$$N = \begin{cases} x_t/0,14 & 0 \leq x_t \leq 0,14 \\ 1 & x_t \geq 0,14 \end{cases} \quad (3.60)$$

Após a definição dos fluxos de massa e vazões mássicas de cada componente, é possível determinar os principais diâmetros do ejetor através das Eq. (3.61) a (3.64). O diâmetro da garganta do bocal primário,  $D_{t,b,p}$ , é dado pela Eq. (3.61):

$$D_{t,b,p} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{b,p}}{\pi G_C}} \quad (3.61)$$

Com a Eq. (3.62) determina-se o diâmetro de saída do bocal primário.

$$D_{e,b,p} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{b,p}}{\pi G_4}} \quad (3.62)$$

Com a Eq. (3.63), determina-se o diâmetro de saída do bocal secundário.

$$D_{e,b,s} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{b,s}}{\pi G_5}} \quad (3.63)$$

A Eq. (3.64) determina o diâmetro da seção de área constante.

$$D_{a,c} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{total}}{\pi G_6}} \quad (3.64)$$

Através das equações apresentadas, pode-se determinar os diâmetros principais do ejetor. A Fig. (3.12) resume a solução das equações.

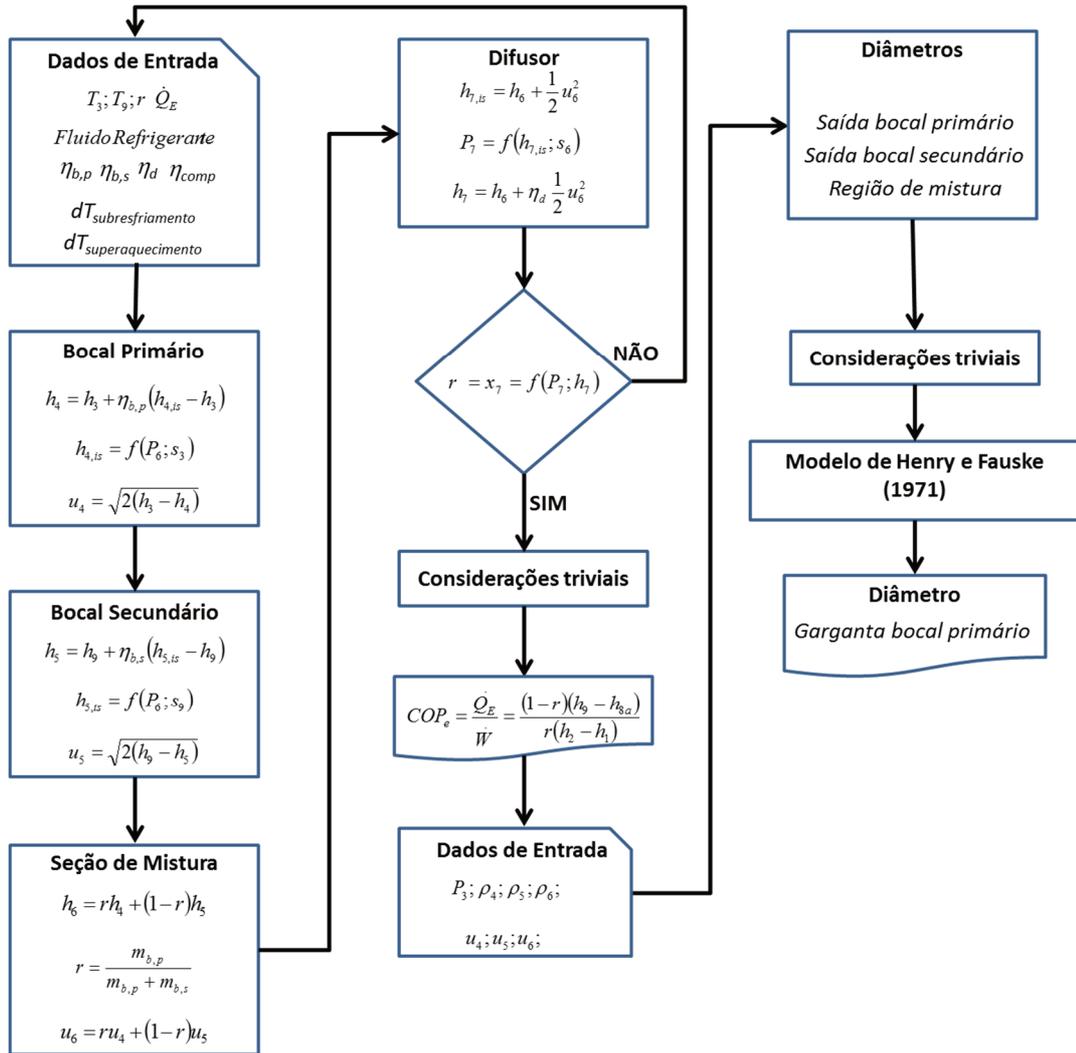


Figura 3.12 - Fluxograma de solução das equações.

Para o cálculo dos comprimentos das seções divergente, convergente e de seção reta, são aplicadas correlações através dos ângulos ou a razão entre comprimentos e diâmetros. Essas correlações são oriundas de pesquisas experimentais e de simulação numérica. A Fig. (3.13) representa as dimensões básicas para o modelamento do ejetor e a Tab. (3.7) apresenta as correlações extraídas das pesquisas mais relevantes nos últimos anos.

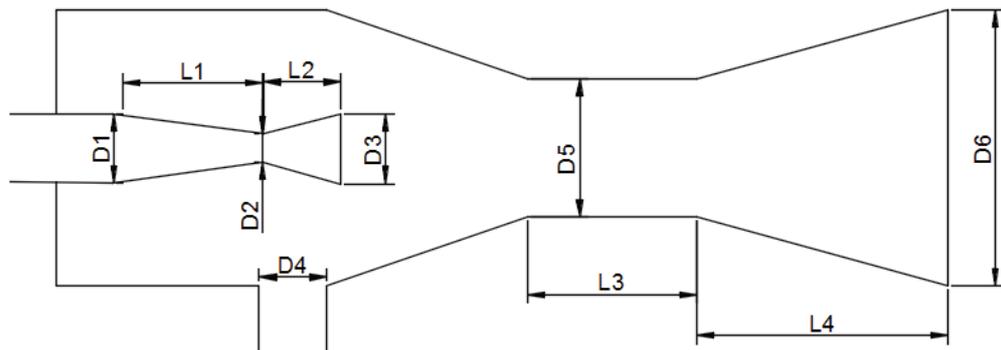


Figura 3.13 - Dimensões básicas do ejetor.

Tabela 3.7 Correlações dimensionais do ejetor.

<b>Autor</b>	<b>Ano</b>	<b>Fluido</b>	<b>L1/D1</b>	<b>D2 [mm]</b>	<b>L2/D3</b>	<b>D4 [mm]</b>	<b>L3/D5</b>	<b>L4/D6</b>
N. Bilir Sag, H.K. Ersoy, A. Hepbasli, H.S. Halkaci	2007	R-134a	0,7	2,3	3,8	16,0	7,2	5,4
Neal Lawrence, Stefan Elbel	2015	R-410A	-	0,7	10,9	-	8,0	-
Somjin Disawas, Somchai Wongwises	2004	R-134a	1,0	0,9	11,1	-	11,0	4,1
Jae Seung Lee, Mo Se Kim, Min Soo Kim	2014	R-744	1,5	1,0	4,8	-	12,0	5,2
Jia Yan, Wenjian Cai, Chen Lin, Cui Li, Yanzhong Li	2016	R-718	-	2,2	1,8	-	4,2	-
Shaojie Chen, Guangming Chen, Lingyun Fang	2015	R-236fa	4,3	1,0	3,3	-	6,0	-
Jia Yan, Wenjian Cai	2012	R-134a	-	2,2	1,8	-	4,2	-
Navid Sharifi, Majid Sharifi	2014	R-718	-	15,0	-	-	-	5,0
M.T. Zegenhagen, F. Ziegler	2015	R-134a	0,7	3,0	0,9	37,1	10,1	4,9

## 4 METODOLOGIA DA ANÁLISE EXPERIMENTAL

Esse capítulo descreve a metodologia utilizada para a comparação entre o ciclo padrão de refrigeração e o ciclo COS de Oshitani et al. (2005), apresentando os equipamentos envolvidos, os instrumentos aplicados no experimento e a metodologia de análise. O procedimento de teste foi baseado na norma SAE J2765 OCT2008 (2008) e o R-134a é o fluido de trabalho utilizado. O capítulo também descreve detalhes do projeto do ejetor desenvolvido.

### 4.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA DE TESTE

Uma bancada instalada no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos (LETEF), construída para simulação de um sistema de climatização automotivo, foi modificada para operação com o ciclo *COS*. A Fig. (4.1) apresenta a bancada e a Fig. (4.2) apresenta o esquema de montagem e a instrumentação para a operação no ciclo padrão.



Figura 4.1 - Bancada de testes e seus principais componentes.

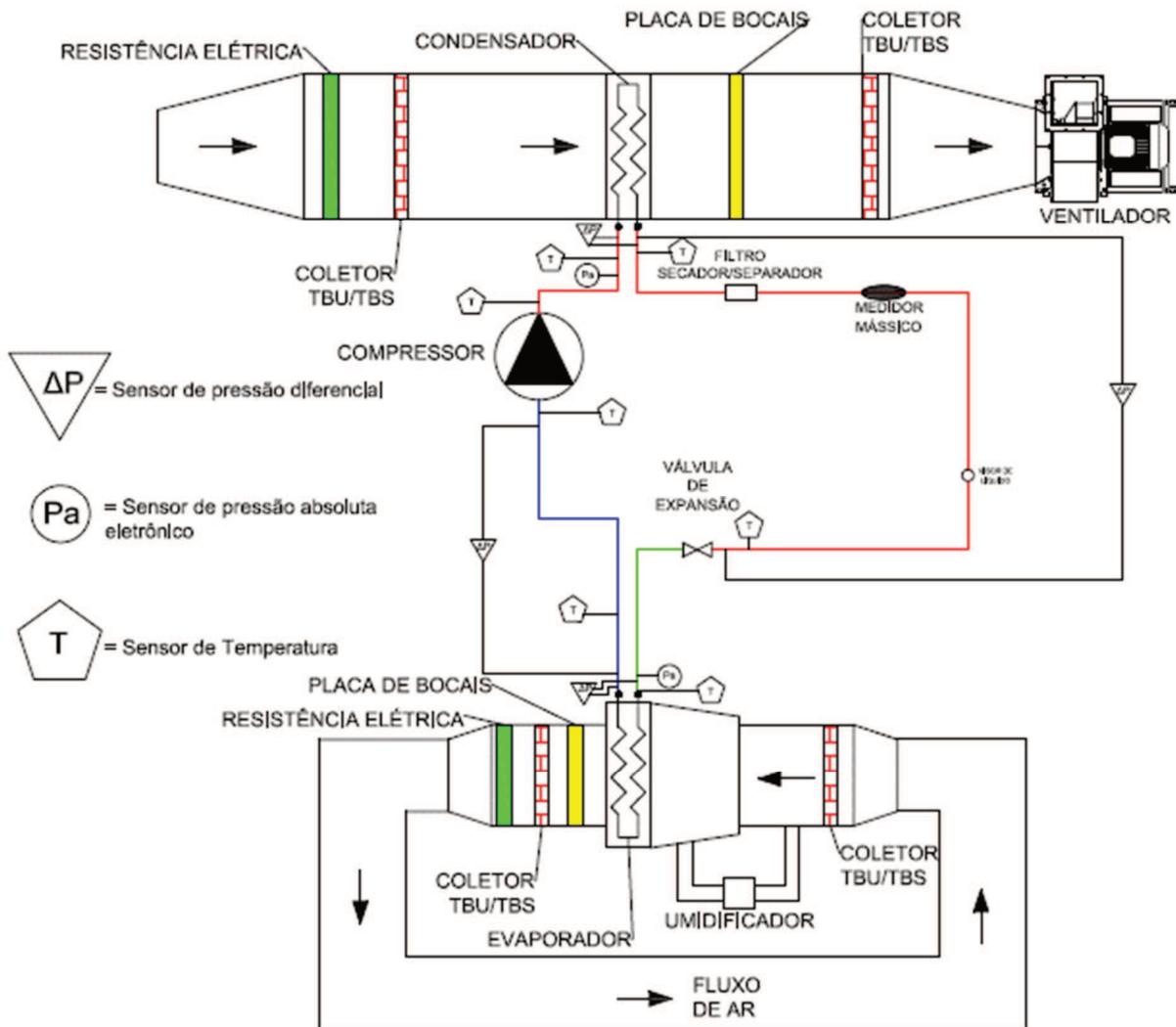


Figura 4.2 - Esquema bancada de testes para operação no ciclo padrão.

A bancada, projetada por Souza (2011), é composta por um compressor automotivo acionado por sistema polia correia, uma válvula de expansão tipo *block*, trocadores de calor tubo-aleta no condensador e no evaporador, um filtro acumulador instalado na linha de líquido e opera com R-134a. A bancada foi posteriormente utilizada na pesquisa de Noetzold (2016), recebendo integralmente um sistema de climatização de cabine de veículo automotivo e a instrumentação necessária para a análise do ciclo padrão operando com R-134a e HFO-1234yf. O compressor é acionado por um motor trifásico com potência nominal de 11 kW e 1750 rpm, controlado por inversor de frequência, proporcionando a operação do compressor na faixa de rotação entre 1000 e 3500 rpm. A potência elétrica de acionamento do motor trifásico é coletada por um analisador de energia Fluke 43B e os dados do instrumento são monitorados pelo supervisório Fluke View. As pressões do refrigerante na entrada do evaporador e do

condensador são medidas por um transdutor de pressão absoluta Keller modelo PAA 33X e o diferencial de pressão entre entrada e saída dos trocadores, é medido com transdutores de pressão ABB 600T. A vazão mássica do fluido refrigerante é monitorada com o uso de um medidor tipo coriolis Emerson Micro Motion. Os trocadores de calor estão instalados em dois túneis calorímetros, onde é possível o controle de temperatura, umidade e vazão de ar. O ajuste de temperatura do ar no túnel do evaporador é feito através de uma resistência elétrica de 3.500 W e para o túnel do condensador há uma de 2.500 W. Todas as temperaturas do ar são medidas com o uso de sensores tipo PT100 através de coletores tipo flauta. O ventilador do evaporador é controlado por um módulo de potência DC Kepco BOP 20-20M e o ventilador centrífugo do condensador é controlado por um inversor de frequência. A vazão volumétrica de ar nos túneis e conseqüentemente suas velocidades, são medidas com o uso de duas placas de bocais e seus respectivos transdutores de pressão diferencial. As constantes de correlação para perda de carga e vazão volumétrica nos bocais da placa de orifícios foram estabelecidas através da medição da velocidade do ar com auxílio de um anemômetro de fio quente. A instrumentação dos dois túneis calorímetros são baseadas nas normas ANSI/ASHRAE 41.2 (1987), ANSI/ASHRAE 41.1 (2013) e ANSI/ASHRAE 41.3 (2014). Durante a operação da bancada, os instrumentos são monitorados e seus dados coletados por um módulo de aquisição Agilent 34980A e as informações são armazenados em um computador dedicado.

A Fig. (4.3) representa o esquema de montagem e a instrumentação para a operação no ciclo COS. Os componentes do sistema foram selecionados para a manutenção da capacidade do sistema de 4 a 5 kW. O evaporador utilizado no ciclo padrão foi mantido e configurado para operar como evaporador de baixa temperatura. O evaporador de alta temperatura foi construído com tubos de cobre ranhurados e aletas de alumínio estampadas com geometria semelhante ao evaporador de baixa temperatura. O trocador tubo aleta possui duas filas e circuitagem *half*. Os dois trocadores possuem a mesma área de face. Maiores detalhes a respeito do ciclo padrão da bancada podem ser encontrados em Noetzold (2016).

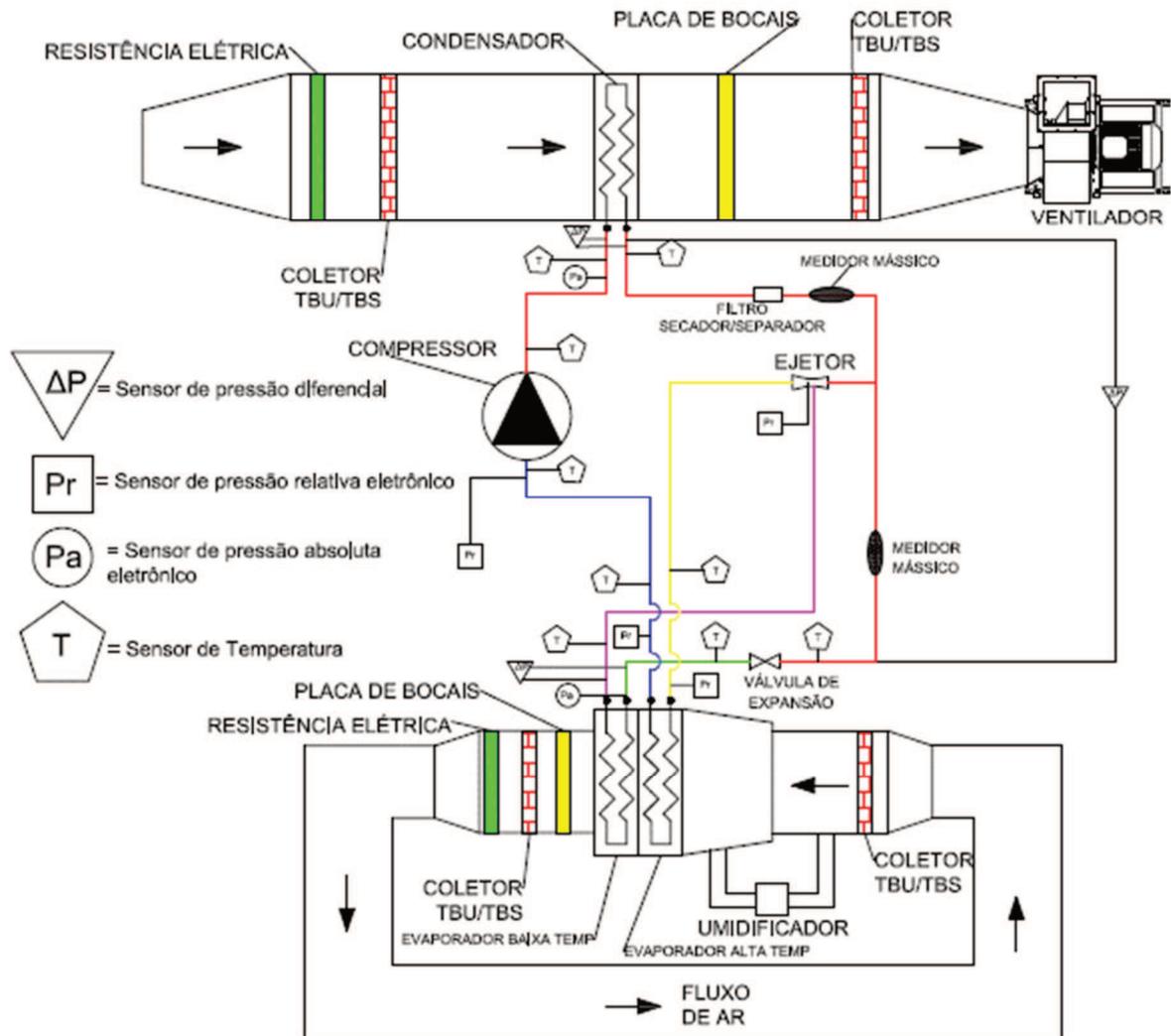


Figura 4.3 - Esquema bancada de testes para operação no ciclo com ejetor COS.

#### 4.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – FABRICAÇÃO DO EJETOR

A partir do equacionamento apresentado no Capítulo 3, o modelo matemático foi construído e solucionado na plataforma do software *EES - Engineering Equation Solver* (Klein e Alvarado, 2014). A dinâmica da solução do modelo está ilustrada na Fig. (3.8). O modelamento do ejetor segue as condições de operação para  $T_3$  de 50 °C e  $T_9$  de 10 °C. A Fig. (4.4) apresenta o ejetor construído no qual se optou pela fabricação em latão e em componentes individualizados para o reaproveitamento em pesquisas futuras.

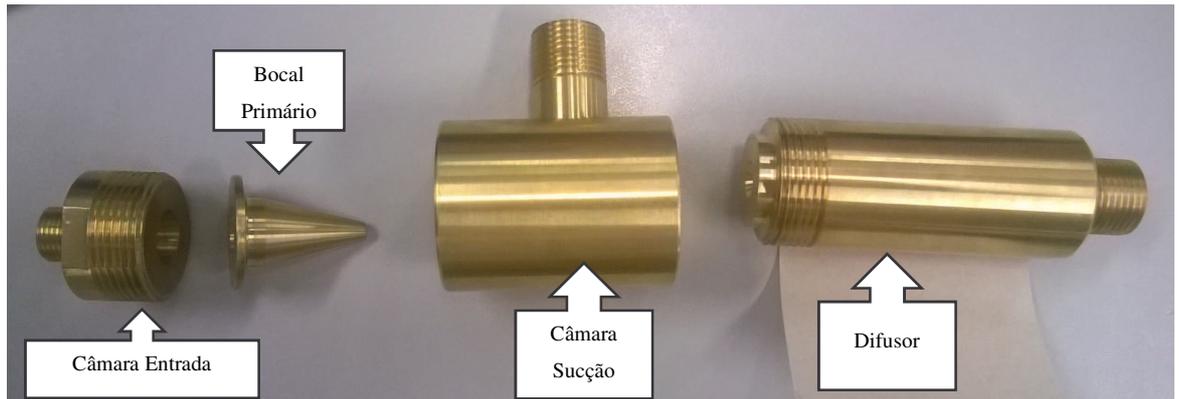


Figura 4.4 - Detalhe das partes do ejetor fabricado.

A Fig. (4.5) apresenta a vista de montagem em corte dos componentes do ejetor. Maiores informações e detalhes de projeto são apresentados no Apêndice A.

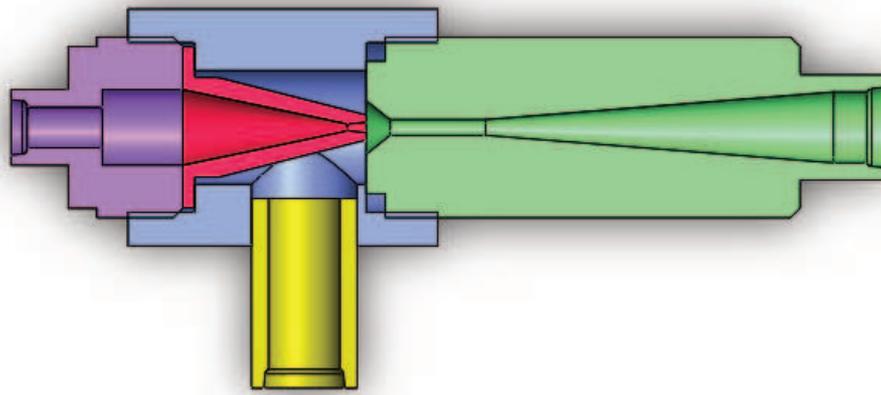


Figura 4.5 - Vista de corte do ejetor fabricado.

#### 4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – MATRIZ DE TESTES

Os dados foram coletados com base nas condições de estado definidas na norma SAE J2765 OCT2008. Para o registro dos dados, a condição de operação é considerada estável após 10 min de comportamento uniforme e então os dados são armazenados pelos 10 min subsequentes. Investigam-se as influências no comportamento do ciclo da variação de rotação do compressor e das temperaturas de vaporização e condensação, e o possível incremento no *COP* encontrado na análise teórica. A coleta de dados seguiu a matriz representada na Tab. (4.1), baseada na norma SAE J2765 OCT2008. Para cada teste são realizados dois balanços de energia, no lado refrigerante e no lado ar, no túnel do condensador e no túnel do evaporador. De modo geral, os resultados apresentaram boa concordância. O balanço de energia no lado ar no túnel do evaporador é utilizado para determinação da capacidade de resfriamento do

conjunto de evaporadores, essa informação é um dado de entrada no balanço do lado refrigerante em função da não disponibilidade de instrumento para determinação do título do refrigerante na saída do ejetor e entrada do evaporador de alta temperatura. As demais informações, tais como trabalho do compressor, capacidade do condensador e capacidade individual dos evaporadores, foram obtidas através do balanço no lado do refrigerante.

Tabela 4.1 Matriz de testes grupo 1.

Grupo	Teste nº	Rotação Compressor [RPM]	Condensador		Evaporador		
			Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s] +/- 0,18	Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s]	Umidade Relativa do Ar [%] +/- 0,03
JC	1	1500	40	6	40	Máxima	40
	2	2000	40	6	40	Máxima	40
	3	2500	40	6	40	Máxima	40
	4	3000	40	6	40	Máxima	40
	5	3500	40	6	40	Máxima	40
JD	1	1500	40	6	30	Máxima	40
	2	2000	40	6	30	Máxima	40
	3	2500	40	6	30	Máxima	40
	4	3000	40	6	30	Máxima	40
	5	3500	40	6	30	Máxima	40
JG	1	1500	40	6	35	Máxima	40
	2	2000	40	6	35	Máxima	40
	3	2500	40	6	35	Máxima	40
	4	3000	40	6	35	Máxima	40
	5	3500	40	6	35	Máxima	40
JW	1	1500	40	6	25	Máxima	50
	2	2000	40	6	25	Máxima	50
	3	2500	40	6	25	Máxima	50
	4	3000	40	6	25	Máxima	50
	5	3500	40	6	25	Máxima	50
JX	1	1500	40	6	20	Máxima	50
	2	2000	40	6	20	Máxima	50
	3	2500	40	6	20	Máxima	50
	4	3000	40	6	20	Máxima	50
	5	3500	40	6	20	Máxima	50

Tabela 4.2 Matriz de testes grupo 2.

Grupo	Teste nº	Rotação Compressor [RPM]	Condensador		Evaporador		
			Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s] +/- 0,18	Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s]	Umidade Relativa do Ar [%] +/- 0,03
JY	1	1500	35	6	35	Máxima	40
	2	2000	35	6	35	Máxima	40
	3	2500	35	6	35	Máxima	40
	4	3000	35	6	35	Máxima	40
	5	3500	35	6	35	Máxima	40
JZ	1	1500	35	6	30	Máxima	40
	2	2000	35	6	30	Máxima	40
	3	2500	35	6	30	Máxima	40
	4	3000	35	6	30	Máxima	40
	5	3500	35	6	30	Máxima	40
JAA	1	1500	35	6	25	Máxima	50
	2	2000	35	6	25	Máxima	50
	3	2500	35	6	25	Máxima	50
	4	3000	35	6	25	Máxima	50
	5	3500	35	6	25	Máxima	50
JAB	1	1500	35	6	20	Máxima	50
	2	2000	35	6	20	Máxima	50
	3	2500	35	6	20	Máxima	50
	4	3000	35	6	20	Máxima	50
	5	3500	35	6	20	Máxima	50

Tabela 4.3 Matriz de testes grupo 3.

Grupo	Teste nº	Rotação Compressor [RPM]	Condensador		Evaporador		
			Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s] +/- 0,18	Temperatura de Entrada do Ar [°C] +/- 0,5 °C	Velocidade de Face do Ar [m/s]	Umidade Relativa do Ar [%] +/- 0,03
JAC	1	1500	30	6	20	Máxima	60
	2	2000	30	6	20	Máxima	60
	3	2500	30	6	20	Máxima	60
	4	3000	30	6	20	Máxima	60
	5	3500	30	6	20	Máxima	60
JAD	1	1500	25	6	25	Máxima	60
	2	2000	25	6	25	Máxima	60
	3	2500	25	6	25	Máxima	60
	4	3000	25	6	25	Máxima	60
	5	3500	25	6	25	Máxima	60
JAE	1	1500	25	6	20	Máxima	70
	2	2000	25	6	20	Máxima	70
	3	2500	25	6	20	Máxima	70
	4	3000	25	6	20	Máxima	70
	5	3500	25	6	20	Máxima	70
JE	1	1500	30	6	30	Máxima	40
	2	2000	30	6	30	Máxima	40
	3	2500	30	6	30	Máxima	40
	4	3000	30	6	30	Máxima	40
	5	3500	30	6	30	Máxima	40
JF	1	1500	30	6	25	Máxima	50
	2	2000	30	6	25	Máxima	50
	3	2500	30	6	25	Máxima	50
	4	3000	30	6	25	Máxima	50
	5	3500	30	6	25	Máxima	50
A	1	1500	20	6	20	Máxima	50
	2	2000	20	6	20	Máxima	50
	3	2500	20	6	20	Máxima	50
	4	3000	20	6	20	Máxima	50
	5	3500	20	6	20	Máxima	50
F	1	1500	20	6	15	Máxima	70
	2	2000	20	6	15	Máxima	70
	3	2500	20	6	15	Máxima	70
	4	3000	20	6	15	Máxima	70
	5	3500	20	6	15	Máxima	40

#### 4.4 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

Os dados coletados através das medidas dos instrumentos podem apresentar erros de leitura, próprios dos medidores. A Tab. 4.4 apresenta as faixas de medição e incertezas fornecidas pelos fabricantes de cada instrumento.

Tabela 4.4 Faixas de medição e precisão dos instrumentos.

<b>MEDIDA</b>	<b>INSTRUMENTO</b>	<b>FAIXA DE MEDIÇÃO</b>	<b>INCERTEZA</b>
Temperatura	PT100	-80 a 200 °C	±0,2 °C
Diferencial de pressão	ABB 600T	10 a 660 kPa	±0,01%
Diferencial de pressão	Yokogawa	10 a 660 kPa	±0,01%
Pressão relativa	Keller PR 33X	0 a 20 bar	±0,1%
Vazão mássica tipo Coriolis	Emerson Micro Motion série F	19 a 93,5 g/s	±0,70%
		93,5 a 755 g/s	±0,50%
Vazão mássica tipo Coriolis	Emerson Micro Motion	0 a 50,0 g/s	±0,04%
$\Delta P$ nos bocais do condensador	Dwyer 603A	0 a 34,5 kPa	±0,25%
$\Delta P$ nos bocais do evaporador	Omega PX653	0 a 498 kPa	±0,25%

#### 4.5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL – CARGA DE FLUIDO REFRIGERANTE

O ponto de partida da etapa experimental foi a determinação da carga de refrigerante do novo ciclo. Com base na norma SAE J2765 OCT2008, o sistema operou nas condições de TBS da entrada do ar no condensador igual a 40 °C, TBS e UR da entrada do ar no evaporador igual a 40 °C e 40%, respectivamente. Para o registro dos dados, a condição de operação é considerada estável após 10 min de comportamento uniforme e então os dados são armazenados pelos 10 min subsequentes. O subresfriamento, igual a 5 K, foi utilizado como parâmetro para definição de carga ótima. Além dele, como pode ser observado na Fig. (4.6), também foram considerados a capacidade de resfriamento do conjunto de evaporadores e o *COP* do ciclo.

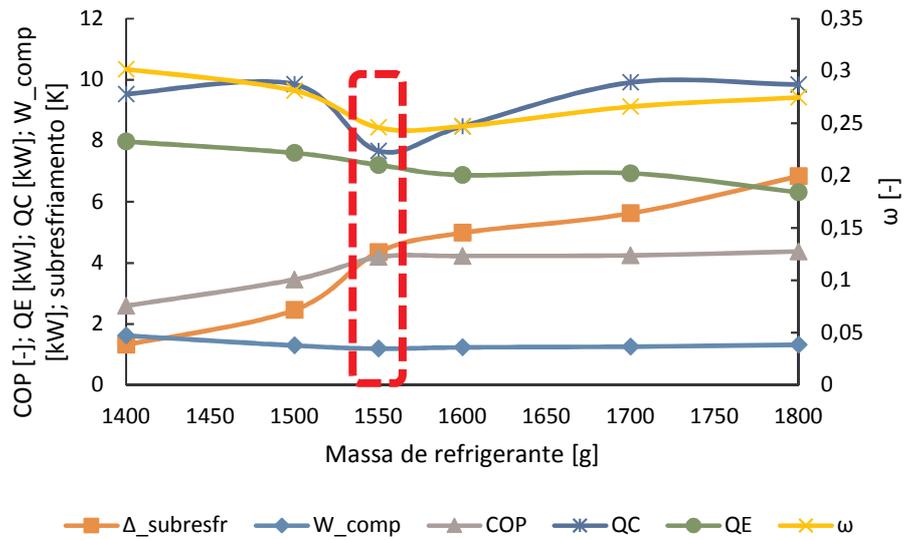


Figura 4.6 - Determinação da carga de refrigerante R134a.

O procedimento de definição da massa ideal de refrigerante ocorreu com o compressor na rotação de 3.500 RPM. Conforme a Fig. (4.6), a massa inicial foi de 1.400 g com incrementos de 50 g fluido até limite de 1.800 g. Para o valor de carga de 1.550 g, com a capacidade de refrigeração dos evaporadores praticamente estável, o sistema apresentou um ponto de inflexão nas curvas de trabalho do compressor e consequentemente o coeficiente de performance. Com o subresfriamento próximo ao objetivo de 5K, estabeleceu-se como carga de refrigerante para o circuito o valor de 1550 g de R134a onde os valores detalhados de operação são  $\dot{Q}_E$  de 7,21 kW,  $\dot{Q}_C$  de 7,67 kW, subresfriamento de 4,352,  $\omega$  de 0,246 e  $COP$  igual a 4,189.

## 5 RESULTADOS E ANÁLISES

A maior incerteza nas pesquisas sobre ejetores aplicados à refrigeração é sobre o comportamento do novo ciclo em condições reais de operação. Modelos numéricos de análise produzem resultados com relevante aderência aos experimentais. No entanto, por se tratar de um dispositivo de expansão fixo, ou seja, projetado para uma condição de operação em específico, necessitam-se de amostragens experimentais para o aperfeiçoamento dos modelos de predição do desempenho do ciclo com ejetor. Esse capítulo apresenta a análise dos resultados dos experimentos com o ciclo COS operando em diferentes condições de temperatura e rotação do compressor, semelhantes às condições normais de operação de um sistema de ar condicionado automotivo.

### 5.1 ANÁLISE DO CICLO

As Fig. (5.1) a (5.5), apresentam a variação do COP em função da temperatura de bulbo seco do ar na entrada do evaporador e condensador e também em função da rotação do compressor. Observa-se um decréscimo no COP do ciclo com o aumento da rotação do compressor, consequência do aumento no trabalho de compressão devido ao aumento de rotação e elevação da temperatura saturada de condensação com o aumento da temperatura do ar de entrada no condensador.

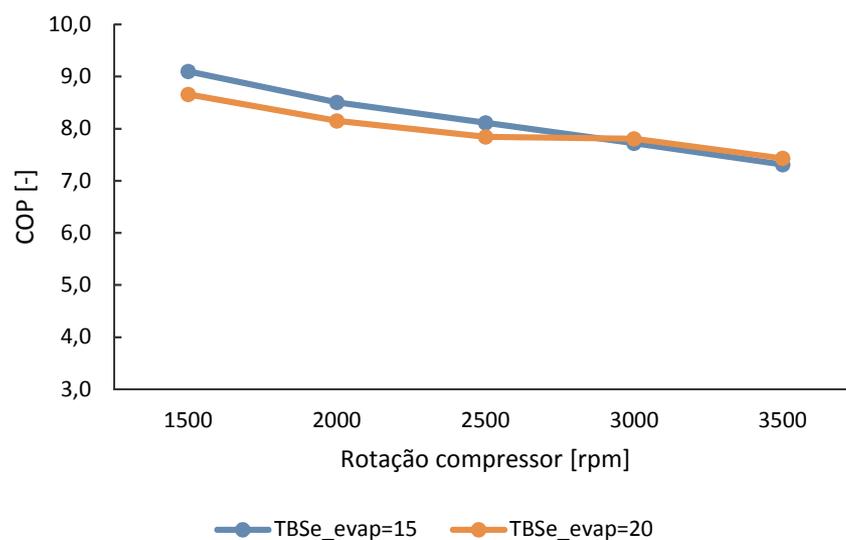


Figura 5.1 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 20 °C.

Assim como no ciclo padrão, com o aumento da temperatura do ar de entrada do evaporador, e consequentemente da temperatura de vaporização, o *COP* do ciclo também decresce em consequência do aumento do volume específico do fluido que aumenta, reduzindo a taxa de compressão geométrica. Esse comportamento é evidente quando comparadas as Fig. (5.1) a (5.5).

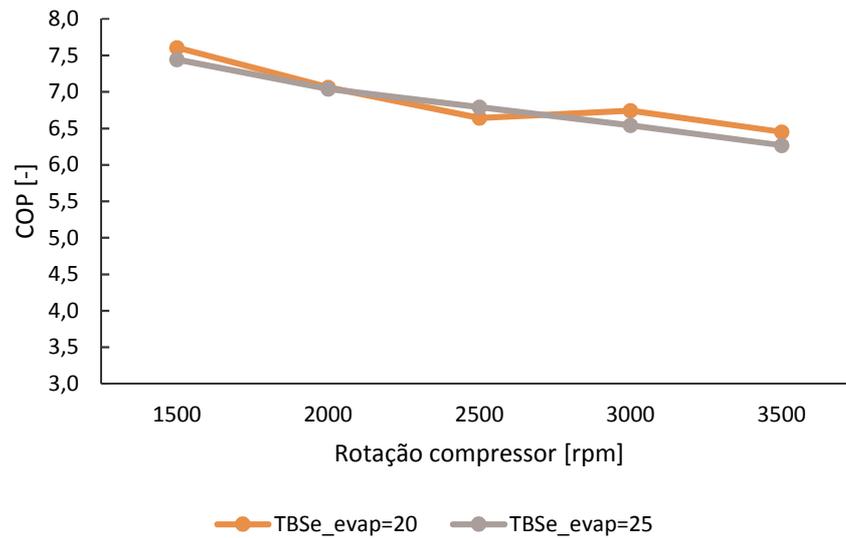


Figura 5.2 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 25 °C.

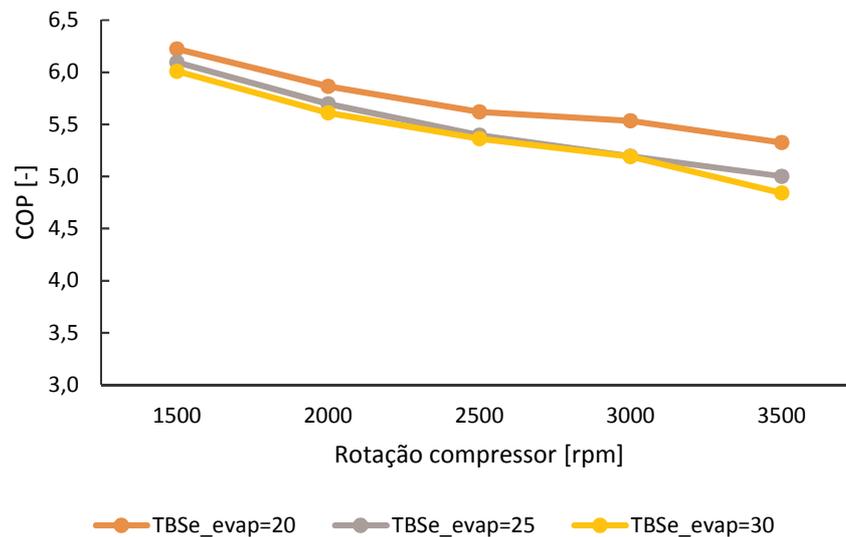


Figura 5.3 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 30 °C.

Os resultados apresentados na Fig. (5.4) foram utilizados para comparação com os resultados experimentais obtidos por Noetzold (2016), que analisou um ciclo convencional de

refrigeração de um sistema de ar condicionado automotivo, utilizando também o R-134a. Para isso, foram utilizados os valores do  $COP$  correspondentes às temperaturas de bulbo seco do ar de entrada no evaporador de 20, 30 e 35 °C para uma TBS do ar de entrada no condensador fixa, igual a 35 °C. Para o ciclo COS foram medidos valores de  $COP$  de 5,6; 5,4 e 5,4, respectivamente, para a rotação de 1.500 rpm. Segundo Noetzold (2016), para as mesmas condições, foram medidos valores de  $COP$  de 3,8; 4,3 e 4,2, respectivamente.

Para a rotação de 3.500 rpm, também na Fig. (5.4), foram medidos valores de  $COP$  do ciclo COS de 4,6; 4,4 e 4,1, valores que representam um aumento significativo quando comparados ao ciclo padrão de Noetzold (2016) onde foram medidos valores de  $COP$  de 2,5 nas três temperaturas, para a mesma rotação de 3.500 rpm. Esse resultado também é superior ao incremento de 5 % encontrado por Lawrence (2012), representado na Fig. (5.5).

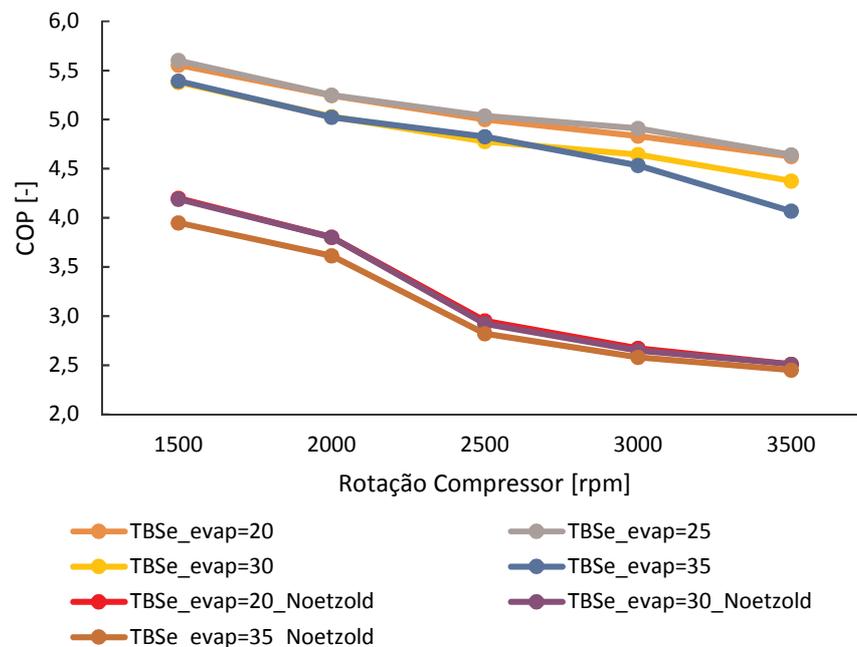


Figura 5.4 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 35 °C.

Na plotagem de dados e resultados, Lawrence (2012) também faz uso da variável de proporção como a da Eq.(3.48) .definida pela Eq. (5.1), que representa a razão entre o  $COP_S$  e o  $COP_{COS}$  definidos pelas Eq. (3.39) e (3.47).

$$Rz_{COS} = \frac{COP_{COS}}{COP_S} \quad (5.1)$$

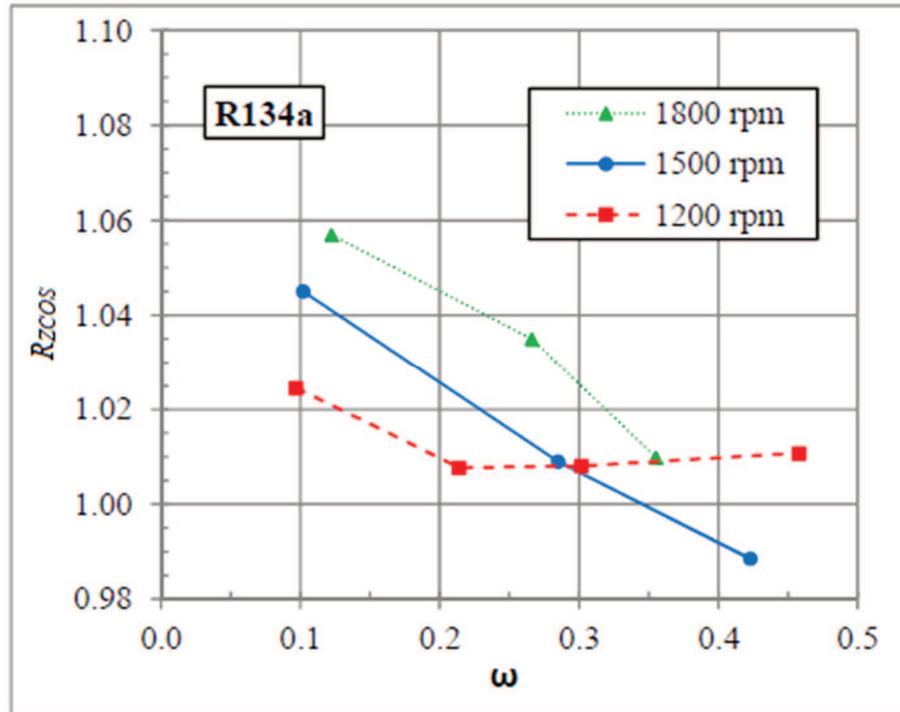


Figura 5.5 - Resultados de Lawrence (2012) para o ciclo COS. Razão entre os COP do ciclo padrão e ciclo COS em função da razão de fluxos de massa.

Fonte: Adaptado de Lawrence (2012).

A Fig. (5.6) confirma a tendência de decréscimo do *COP* com a elevação da temperatura do ar na entrada do condensador, o que provoca um aumento no trabalho de compressão enquanto que a capacidade de refrigeração se mantém estável. Esse aumento do trabalho de compressão é função da elevação da temperatura de condensação que provoca aumento da entropia do processo. A razão da sobreposição das curvas de 30, 35 e 40 °C nas faixas de baixa rotação é que a partir de 30 °C não há um incremento significativo na capacidade de refrigeração e por isso as linhas são próximas, porém, nesse patamar de temperaturas, o trabalho de compressão sofrerá aumento significativo para as faixas de rotação superiores, justificando o posterior afastamento das curvas. A elevação da temperatura de descarga do compressor pode ser verificada na Fig.(5.7).

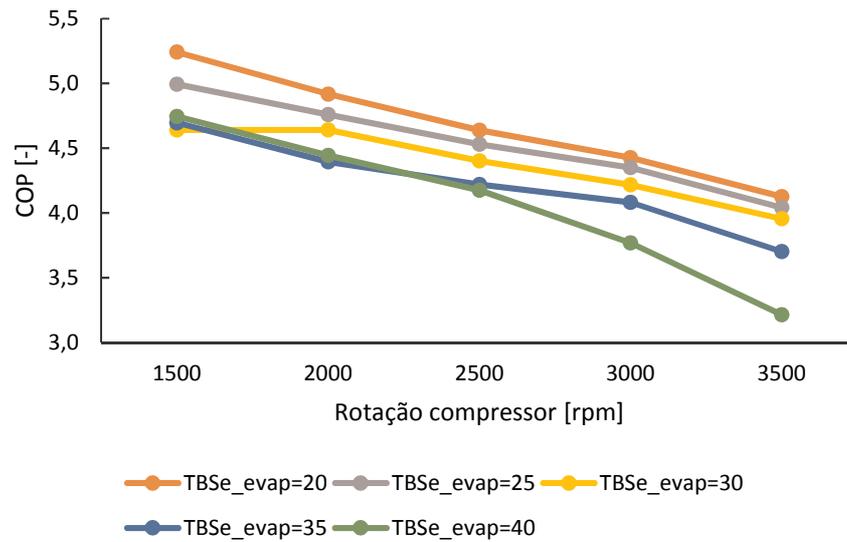


Figura 5.6 - Variação do COP em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 40 °C.

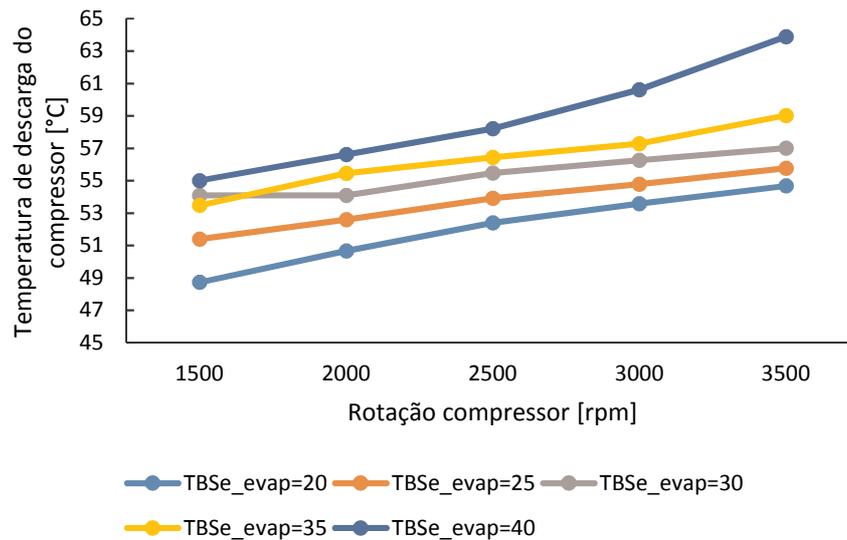


Figura 5.7 - Variação da temperatura de condensação em função da TBS do ar de entrada do evaporador, para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

Na Fig.(5.8) é apresentado o comportamento da razão entre as taxas de massa dos bocais primário e secundário do ejetor,  $\omega$ . Para temperaturas de vaporização mais baixas houve uma maior instabilidade desse parâmetro em função da dificuldade de controle na divisão do fluxo de massa oriundo do compressor. Inicialmente foram utilizadas válvulas tipo agulha para o controle de escoamento entre bocal primário e válvula de expansão, devido a melhor precisão desse ajuste. Porém, a perda de carga gerada pela válvula inviabilizou sua utilização. Então foram instaladas válvulas tipo esfera que não oferecem controle de vazão refinado, mas a perda

de carga é desprezível. Com o aumento da rotação e das temperaturas, esse parâmetro tende a estabilização e isso resulta em um melhor rendimento do ejetor, reduzindo o trabalho de compressão. Valores em patamares e comportamento semelhantes foram apresentados por Lawrence (2012).

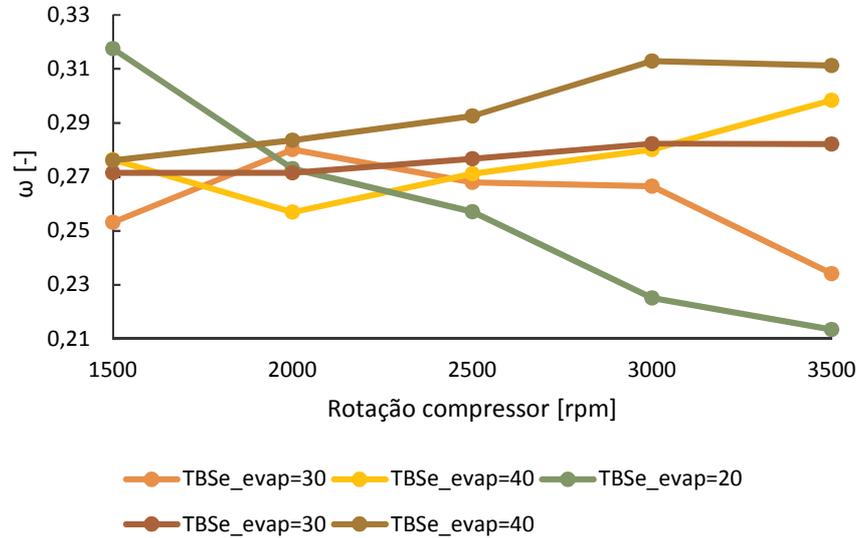


Figura 5.8 - Variação da Razão entre as taxas de massa de entrada ( $\omega$ ) em função da TBS do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor, para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

A análise das Fig. (5.9) e (5.10) mostra que não foi possível o controle da distribuição da taxa de massa. Em temperaturas mais baixas, há uma maior amplitude das taxas de massa em função do aumento da rotação do compressor.

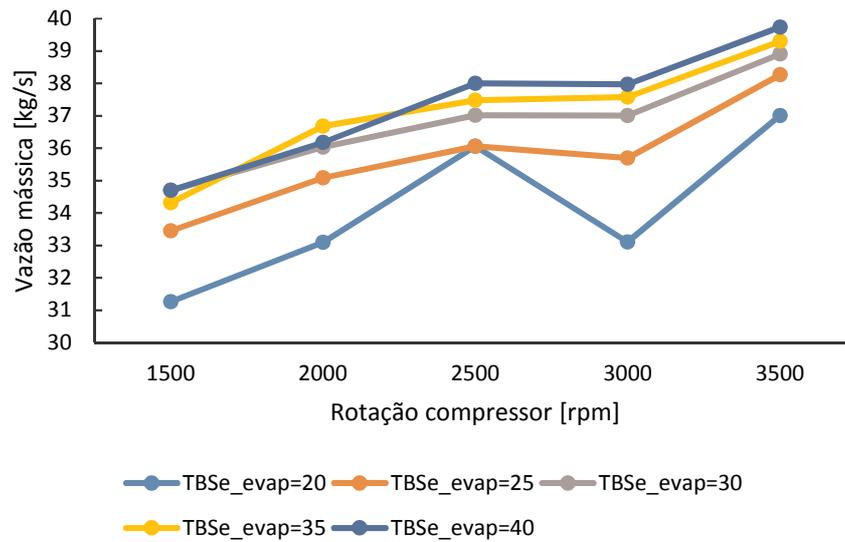


Figura 5.9 - Variação da taxa de massa total em função da TBS do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

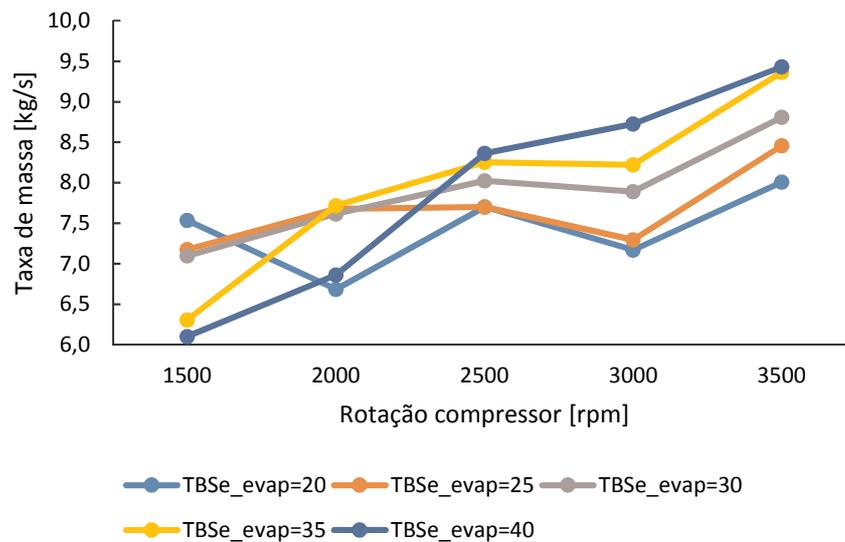


Figura 5.10 - Variação da taxa de massa do evaporador de baixa temperatura em função da TBS do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

As Fig. (5.11) até a (5.15), apresentam a variação da capacidade de refrigeração do ciclo,  $\dot{Q}_E$ , em função da temperatura de bulbo seco do ar na entrada do evaporador e do condensador e também em função da rotação do compressor. Em função da dificuldade de controle da taxa de massa, como mostrado nas Fig. (5.8), (5.9) e (5.10), pode ser notada uma variação na capacidade de refrigeração do ciclo COS para as temperaturas mais baixas do ar na entrada do evaporador, com o aumento da rotação do compressor. Observa-se também a implicação do

aumento da diferença das temperaturas de operação do condensador e evaporador, ou seja, com uma maior amplitude entre essas duas temperaturas, a entalpia de entrada do evaporador de alta temperatura sofre redução e, conseqüentemente, há a redução da capacidade de refrigeração.

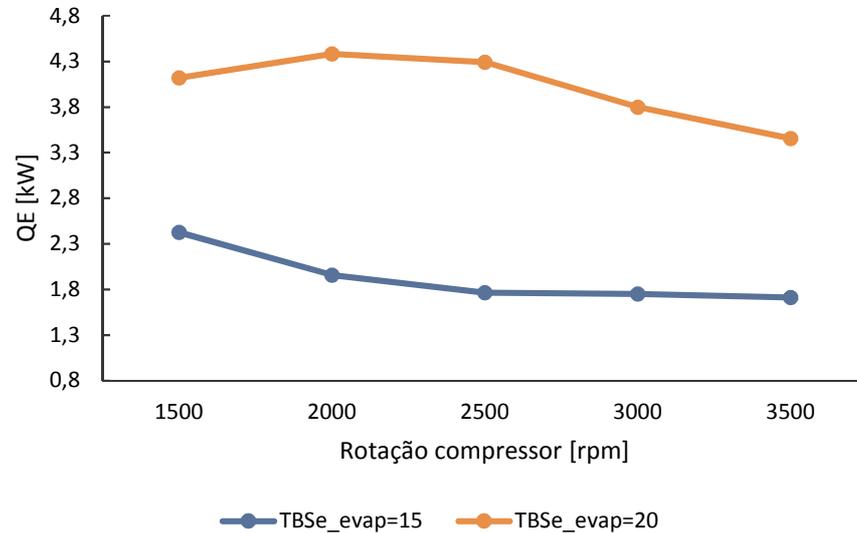


Figura 5.11 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 20 °C.

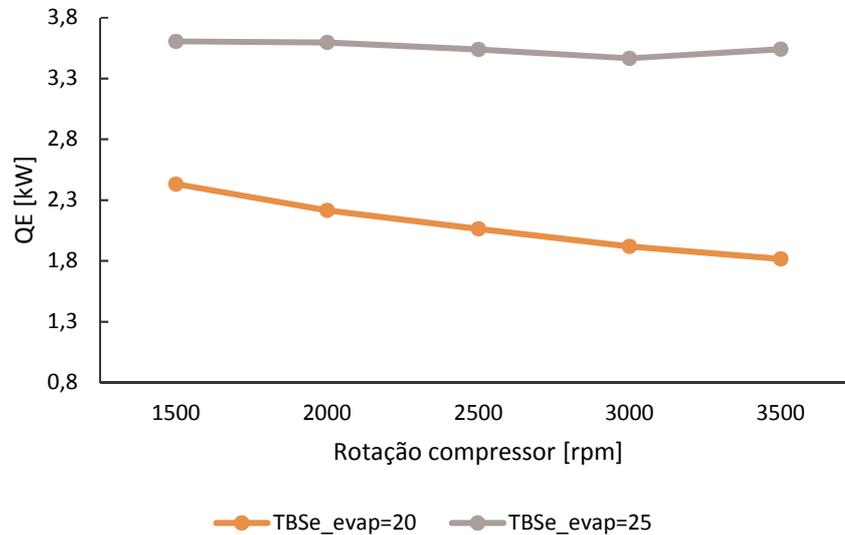


Figura 5.12 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 25 °C.

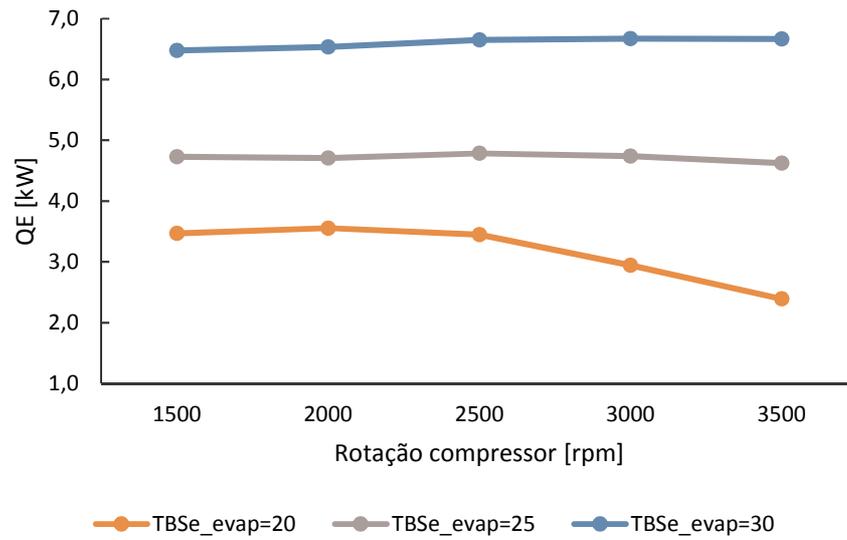


Figura 5.13 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 30 °C.

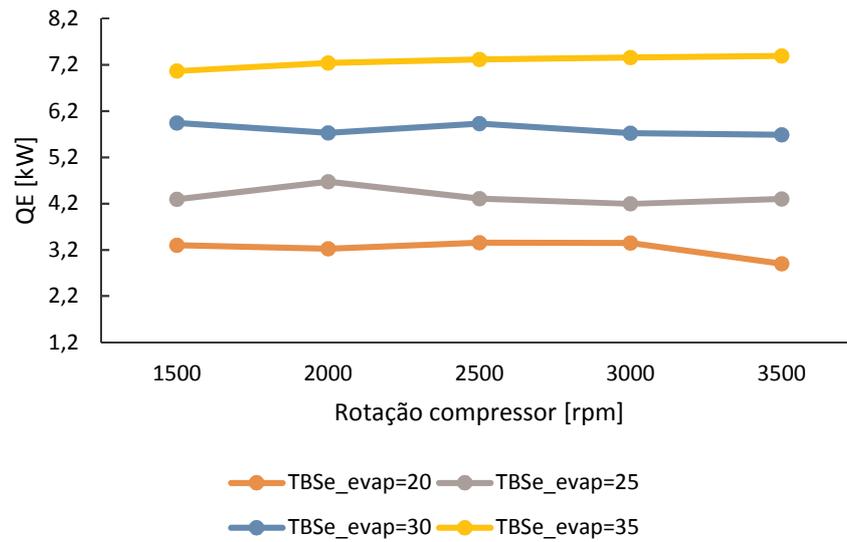


Figura 5.14 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 35 °C.

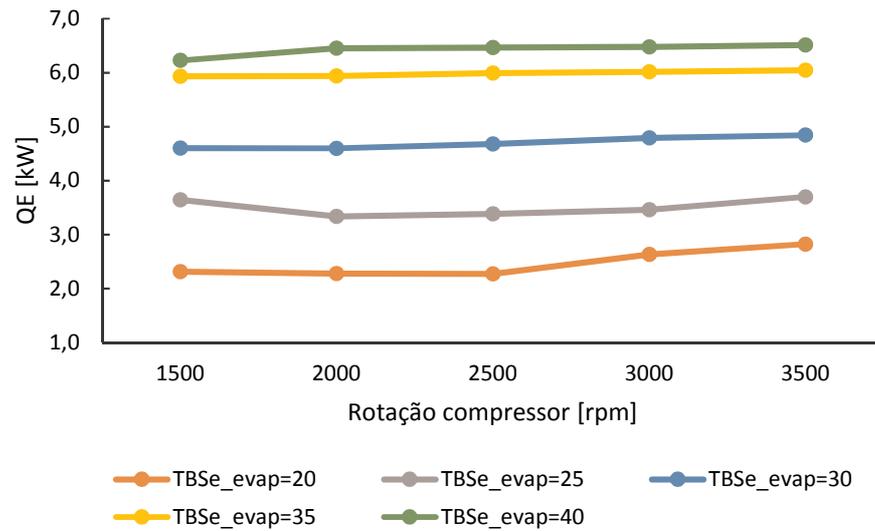


Figura 5.15 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada do condensador de 40 °C.

## 5.2 EFEITO DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA DO AR DE ENTRADA DO EVAPORADOR

A Fig. (5.16) apresenta a variação do COP do ciclo em função da temperatura do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor para uma temperatura de entrada do ar do condensador de 40 °C. Assim como o ciclo padrão, a TBS do ar de entrada do evaporador em elevação provoca o aumento da capacidade de refrigeração do ciclo, porém, isso induz o aumento do trabalho de compressão ocasionando a redução do *COP*.

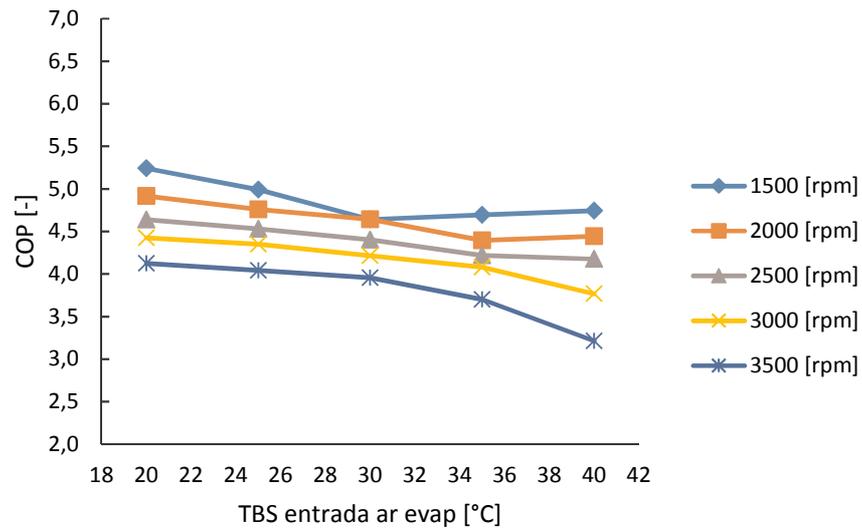


Figura 5.16 - Variação do  $COP$  em função da TBS do ar de entrada do evaporador para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

A Fig. (5.17) representa a variação da capacidade de refrigeração do ciclo em função da temperatura do ar de entrada do evaporador. Os resultados apresentados nessa figura comprovam a afirmação anterior. Com a elevação da temperatura do ar na entrada do evaporador, há o aumento da capacidade de refrigeração resultante da aproximação das temperaturas de operação do evaporador e condensador.

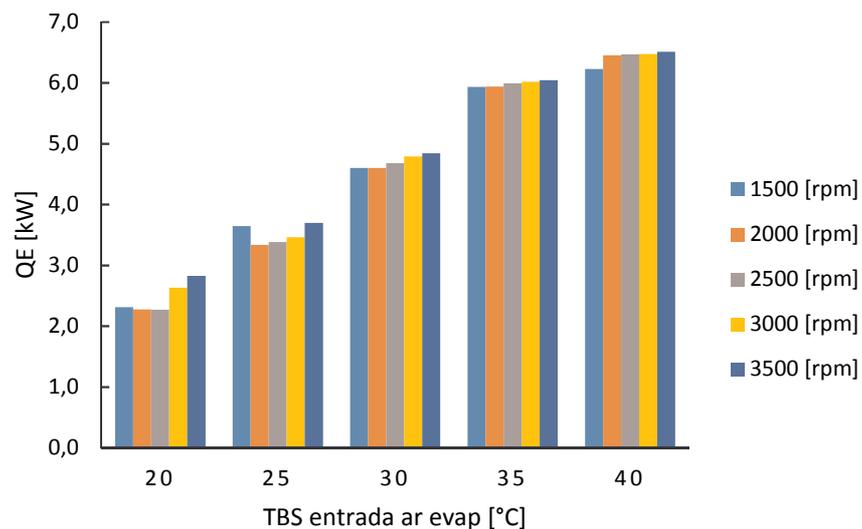


Figura 5.17 - Variação da capacidade de refrigeração,  $Q_E$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS do ar de entrada de 40 °C.

Na Fig. (5.18) foi analisada a variação do trabalho de compressão ( $W_{comp}$ ) do ciclo, em função da temperatura do ar de entrada do evaporador e da rotação do compressor para a temperatura de entrada do ar do condensador de 40 °C. Assim como as análises anteriores, ao elevar a temperatura do ar de entrada do evaporador, o trabalho de compressão aumenta em função da temperatura de entrada do refrigerante na sucção do compressor.

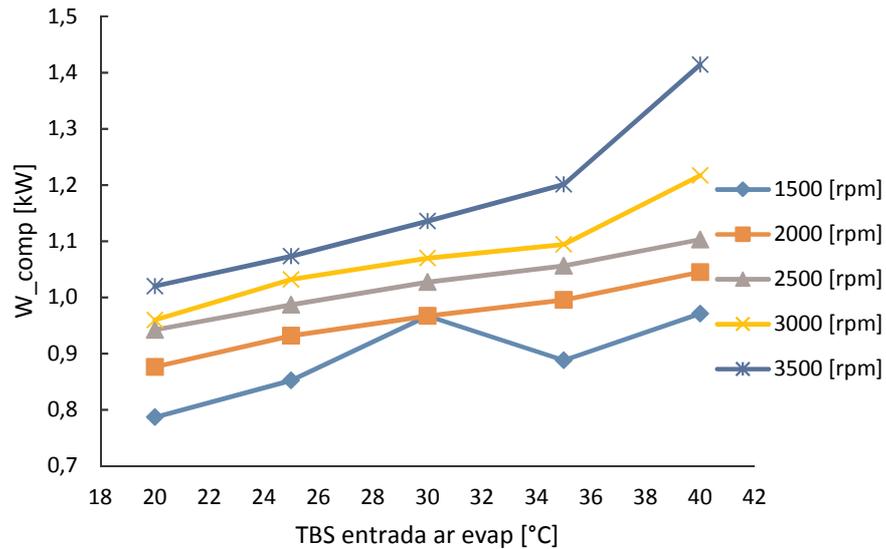


Figura 5.18 - Variação da potência de compressão,  $W_{comp}$ , em função da TBS do ar de entrada do evaporador e para uma TBS de entrada do ar condensador de 40 °C.

### 5.3 EFEITO DA VARIAÇÃO DE TEMPERATURA DO AR DE ENTRADA DO CONDENSADOR

Na Fig. (5.19) está representado o comportamento do  $COP$  do ciclo em função do aumento da TBS de entrada do condensador, para a uma TBS de entrada do evaporador igual a 20 °C. Nessas condições de operação, na faixa de baixa rotação do compressor os valores do  $COP$  são maiores quando comparados com aqueles da rotação de 3.500 rpm, em consequência da diferença do trabalho de compressão significativamente menor na rotação de 1.500 rpm e em função da redução da capacidade de refrigeração, representada na Fig. (5.20).

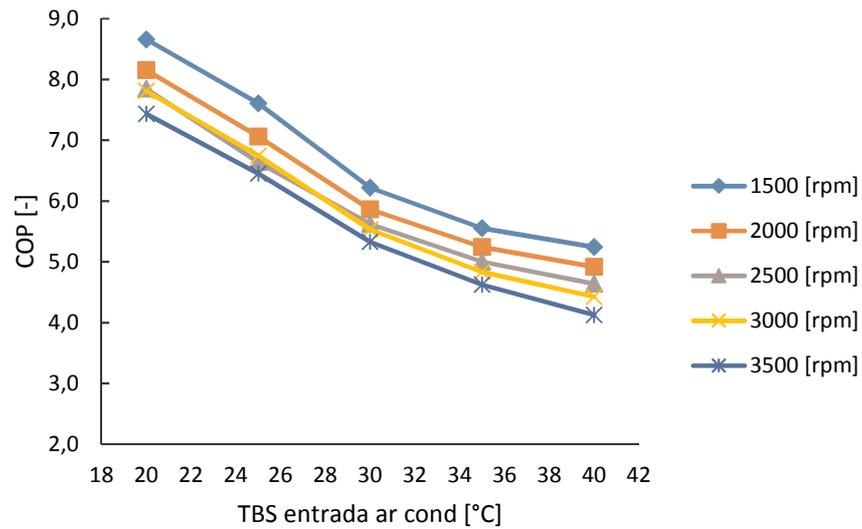


Figura 5.19 - Variação do  $COP$  em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

A diferença de comportamento da capacidade de refrigeração entre as temperaturas de condensação para 20 °C de TBS de entrada do evaporador, é consequência da dificuldade de controle da taxa de massa de entrada do ejetor na operação do ciclo com 20 °C de TBS de entrada do evaporador. Com a baixa temperatura, as pressões na entrada dos bocais do ejetor ficam extremamente instáveis, gerando descontrole na razão das taxas de massa.

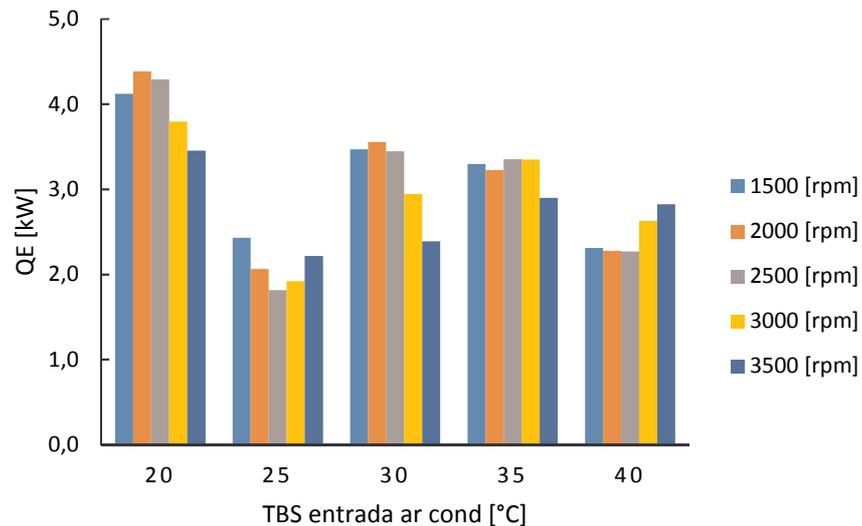


Figura 5.20 - Variação da capacidade de refrigeração,  $\dot{Q}_E$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

O efeito da variação da TBS de entrada do condensador na razão entre as taxas de massa do ejetor, é representado na Fig. (5.21). Com o aumento da rotação do compressor, a razão entre as taxas de massa tende ao crescimento em função do aumento da pressão de entrada do bocal primário e conseqüentemente da taxa de massa primária. Também na Fig. (5.21) observa-se que a elevação da TBS de entrada dos evaporadores provoca um aumento da taxa de massa de entrada do bocal secundário e conseqüentemente eleva a razão entre as vazões dos bocais.

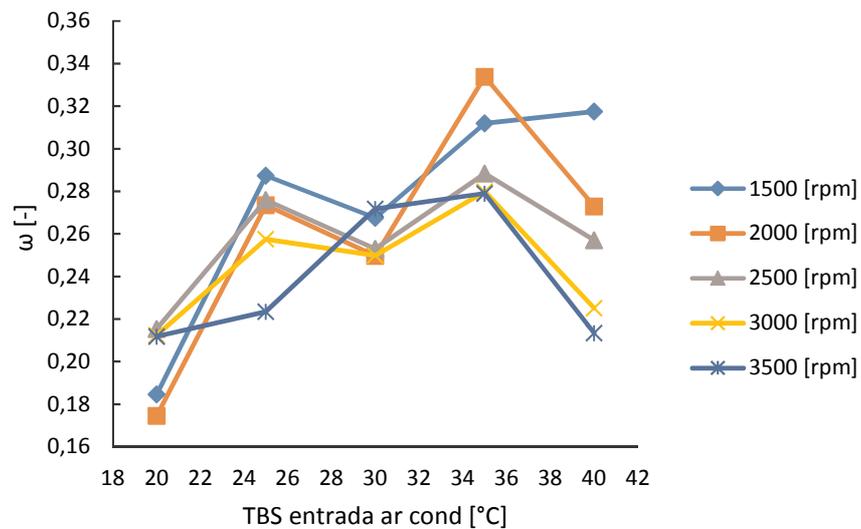


Figura 5.21 - Variação da razão entre as taxas de massa de entrada,  $\omega$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

A análise da Fig. (5.22) confirma as análises anteriores com relação ao comportamento da potência de compressão em função das TBS de entrada do condensador e evaporador e também da rotação do compressor. O aumento da rotação provoca um aumento da potência de compressão em função das ineficiências do compressor e essa elevação é acentuada com o aumento da temperatura de condensação, que submete o ciclo à uma temperatura de saturação no condensador mais elevada e, conseqüentemente, uma potência de compressão maior. O vale visualizado nas curvas, para 25 °C de TBS de entrada do condensador, também é consequência da dificuldade de controle da taxa de massa de entrada do ejetor na operação do ciclo a 20 °C de TBS de entrada do evaporador, como explicado da Fig. (5.19). A Fig. (5.23) traz a relação entre a capacidade de refrigeração e a potência consumida do compressor em função da rotação, segundo o fabricante.

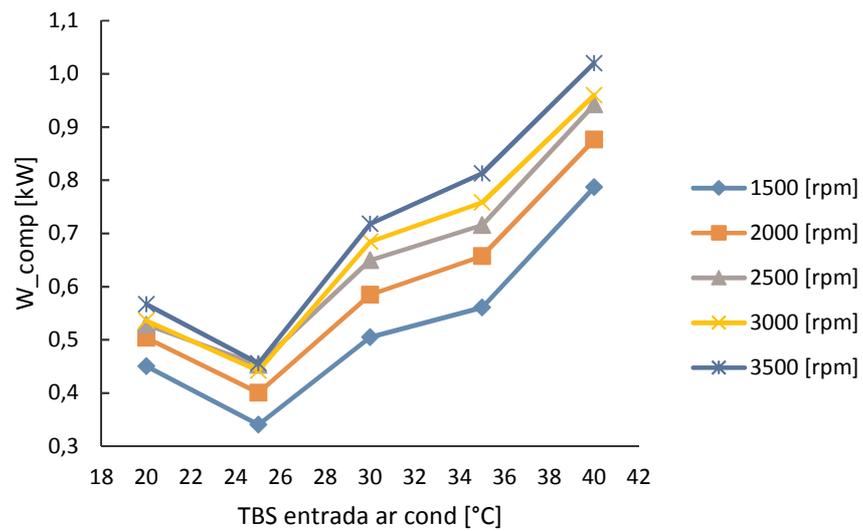


Figura 5.22 - Variação da potência de compressão,  $W_{comp}$ , em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

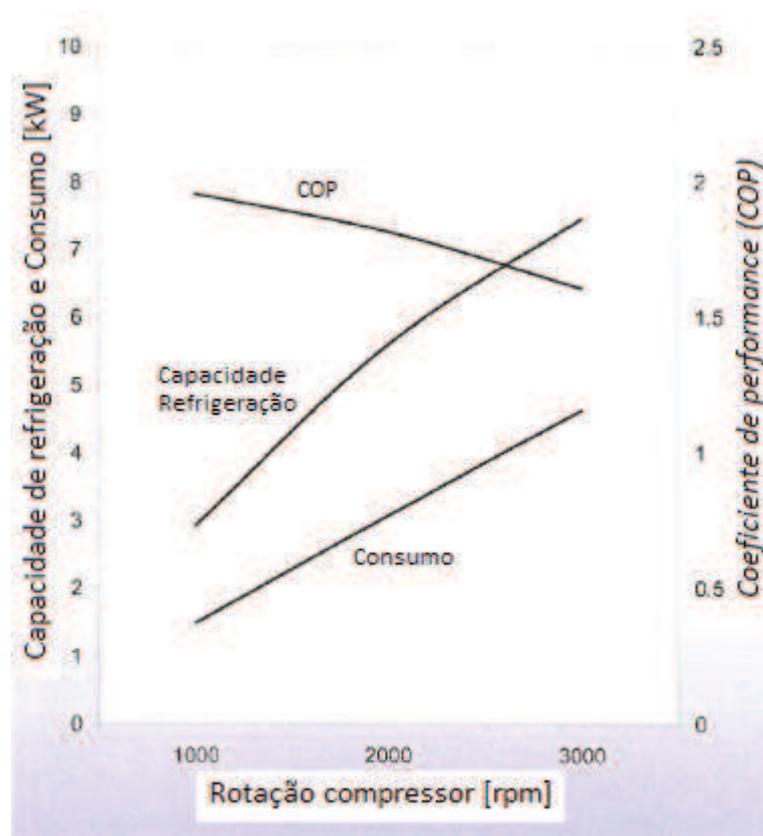


Figura 5.23 - Relação da capacidade de refrigeração versus a potência consumida em função da rotação do compressor SANDEN modelo SD7H15.

Fonte: Adaptado de SANDEN (2011).

A Fig. (5.24) apresenta a variação da temperatura de saturação no condensador provocada pelo aumento da TBS do ar de entrada do condensador. Observa-se também que a rotação do compressor não impõe um aumento representativo na temperatura de condensação.

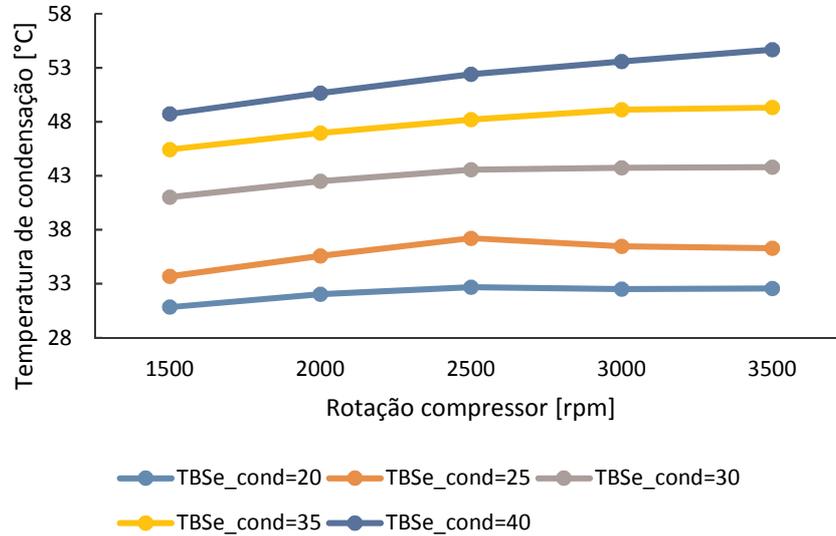


Figura 5.24 - Variação da temperatura de condensação em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

Na Fig. (5.25), diferentemente da temperatura de saturação do condensador, a temperatura de saturação no evaporador sofre influência direta da rotação do compressor em função do fluxo de massa que entra na válvula de expansão, além da variação da TBS do ar de entrada do condensador que influencia na troca térmica no condensador e, por consequência, o refrigerante acaba entrando com uma temperatura levemente maior no evaporador.

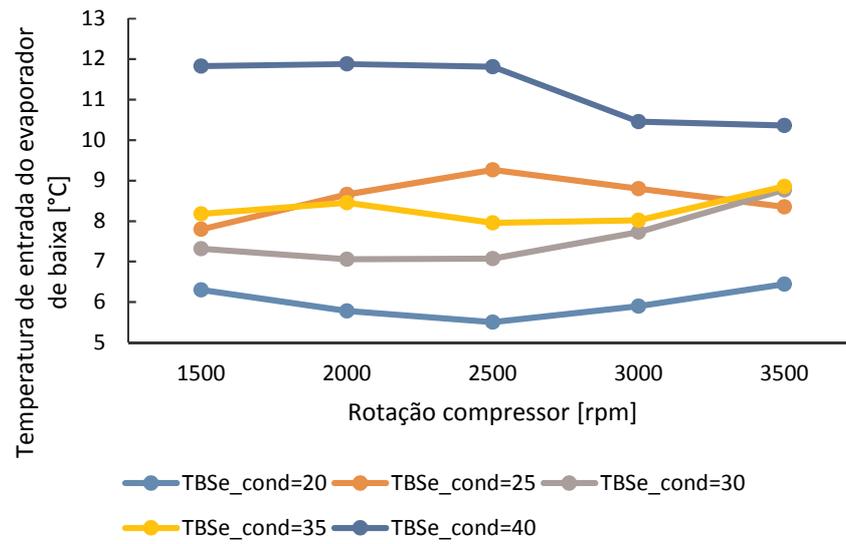


Figura 5.25 - Variação da temperatura de saturação no evaporador em função da TBS do ar de entrada do condensador para uma TBS de entrada do ar evaporador de 20 °C.

## 6 CONCLUSÕES

Nesta dissertação foi apresentado um estudo do uso do ejetor bifásico em um sistema de refrigeração para condicionamento de ar automotivo, para recuperação das perdas de energia durante o processo de expansão. Um modelo numérico foi utilizado para a predição do ganho energético com a aplicação do ejetor com base no ciclo padrão de ejetor proposto por Gay (1931). Posteriormente, foi proposto um modelo numérico para a determinação das dimensões básicas necessárias para a fabricação do ejetor. Uma bancada de simulação construída para o ciclo de refrigeração padrão para condicionamento de ar automotivo, foi modificada para a instalação do ejetor e passou a operar de acordo com o ciclo COS de Oshitani et al. (2005).

Dos diversos modelos matemáticos existentes na literatura, foi escolhido um modelo de simulação de ciclo de ejetor para fluidos subcríticos a partir da análise unidimensional proposta por Kornhauser (1990). Para a solução do modelo foram desenvolvidos programas computacionais no software EES - Engineering Equation Solver no qual as rotinas de cálculos foram construídas para solução numérica iterativa visando à determinação do ponto ótimo de operação do ciclo. Para comprovação do modelo e dos resultados obtidos pelos programas, foi repetida a análise apresentada por Kornhauser (1990) e comparados os resultados com os seus. Foi estabelecida uma rotina de cálculo para a determinação da temperatura de mistura e apresentado os valores para os fluidos estudados. O sistema também foi simulado para alguns dos fluidos estudados por Domanski (1995) e os resultados igualmente confrontados. Os resultados gerados pelos programas mostraram boa concordância com os resultados apresentados pelos dois autores, sendo assim considerado confiável na aplicação para predição de desempenho de ciclos com ejetor em operação com fluidos sub-críticos.

O modelo do ciclo de refrigeração de ejetor foi resolvido para dois refrigerantes subcríticos, de aplicação em larga escala na indústria de refrigeração nos últimos anos. Os fluidos selecionados foram R-410A e R-134a. Com os resultados da simulação ficou evidenciada a existência teórica de uma grande possibilidade de melhoria no ciclo de refrigeração por compressão de vapor em que, com o emprego do ejetor, alcançaram-se incrementos de até 9,1% e 5,7% para os fluidos R-410A e R-134a respectivamente, em uma simulação de um ciclo em condições próximas da condição real. O modelo foi então alterado com base na análise de segunda lei do ciclo de ejetor COS (Condenser Outlet Split) e aprimorado com o modelo de Henry e Fauske (1971) para o cálculo das dimensões básicas do ejetor. Assim foi possível o modelamento do ejetor nas condições médias de operação de um sistema automotivo, que são temperatura de condensação de 50 °C e de vaporização de 10 °C.

A bancada de testes instalada no Laboratório de Estudos Térmicos e Fluido Dinâmicos da Unisinos (LETEF), construída por Souza (2011) e posteriormente utilizada por Noetzold (2016) na simulação do ciclo padrão de refrigeração de um sistema de condicionamento de ar automotivo, foi alterada para instalação do ejetor em operação sob configuração do ciclo COS. A adoção do ciclo COS se deu em função da incerteza do retorno de óleo ao compressor e do controle da separação das fases do refrigerante no acumulador de sucção do ciclo padrão.

O sistema foi submetido as condições de operação previstas na norma SAE J2765 OCT2008 (2008) e operou com R-134a. Os resultados foram comparados com os do ciclo padrão, medido por Noetzold (2016) e com os resultados dos experimentos com ciclo COS de Lawrence (2012). Quando comparado ao ciclo padrão, o sistema com ejetor apresenta uma possibilidade de aumento médio do *COP* do ciclo de 25% para a faixa de baixa rotação e de 46% para a faixa de alta rotação. Esses valores expressivos foram possíveis através do uso de superaquecimento útil, reaproveitando energia como em um ciclo de dois regimes de temperatura. Os valores também são superiores aos valores médios de 6% reportados por Lawrence (2012), comprovando a importância do desenvolvimento do projeto do ejetor e dos ajustes no ciclo.

## 6.1 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O modelamento do ciclo e o modelo unidimensional para predição do desempenho foram concluídos e foi estabelecido um modelo que relaciona as características geométricas do ejetor, gerando as dimensões fundamentais do dispositivo. Contudo, recomenda-se que após a descoberta das dimensões básicas do ejetor, seja empregada a técnica computacional de análise de escoamento para aproximação das condições reais de operação para o aperfeiçoamento do projeto dos bocais e para tornar possível o controle da razão do fluxo de massa e então, na prática, alcançar os valores obtidos na análise teórica.

## REFERÊNCIAS

ANSI/ASHRAE Standard 41.1-1986, 2013. Standard method of temperature measurement. ASHRAE, Atlanta, USA

ANSI/ASHRAE Standard 41.2-1987, 1992. Standard methods for laboratory airflow measurement. ASHRAE, Atlanta, USA

ANSI/ASHRAE Standard 41.3-2014, 2014. Standard Methods for Pressure Measurement. ASHRAE, Atlanta, USA

ARTECONI, ALESSIA; CIRIACHI, GIOVANNI; ACAR, MEHMET; BILGIN, NECATI; POLONARA, FABIO. Analysis of an ejector vapour compression cycle for household refrigerator. In: International Congress of Refrigeration – ICR2015, 24., 2015. **Anais eletrônicos...** Yokohama, Japan, 2015.

BARRAULT, S., J; CLODIC, D. Analysis of the Economic and Environmental Consequences of a Phase Out or Considerable Reduction Leakage of Mobile Air Conditioners. **Report by Ecole des Mines de Paris/Armines for the European Commission**, Paris, France, pp 53, 2003.

BENOUALI, J.; CLODIC, D.; MOLA, S.; LO PRESTI, G.; MAGINI, M.; MALVICINO, C. Fuel Consumption of Mobile Air Conditioning, Method of Testing and Results. **Proceedings of the 14<sup>th</sup> Annual Earth Technologies Forum**, Washington, D.C., USA, April 22-24, 2003.

CASTRO, T. P.. **Análise numérica em um ejedor supersônico a gás**. 2010. 85 folhas. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Área de Aerodinâmica, Propulsão e Energia – Programa EAM–Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Instituto de Aeronáutica (ITA), São José dos Campos, Brasil, 2010.

CHAIWONGSA, PRAITON; WONGWAISES, SOMCHAI. Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, p. 601–608, 2007.

CHEN, SHAOJIE; CHEN, GUANGMING; FANG, LINGYUN. An experimental study and 1-D analysis of an ejector with a movable primary nozzle that operates with R236fa. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 19–25, 2015.

CHEN, SHAOJIE; CHEN, GUANGMING; FANG, LINGYUN. An experimental study and 1-D analysis of an ejector with a movable primary nozzle that operates with R236fa. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 19–25, 2015.

CHEN, Y.; SUN, C. Experimental study of the performance characteristics of a steam ejector refrigeration system. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 15, n. 4, p. 384–394, 1997.

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, n. 2-3, p. 311–322, 2004.

CLODIC, K. IPCC Report. Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons. **Cambridge University Press**, pp 478, 2005.

DISAWAS, SOMJIN; WONGWISES, SOMCHAI. Experimental investigation on the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 587–594, 2004.

DOMANSKI, P.A. Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer and ejector, NISTIR-5606. **National Institute of Standards and Technology**, USA, p. 01–31, 1995.

EAMES, I.; APHORN RATANA, S.; HEIDER, H. A theoretical and experimental study of small-scale steam jet refrigerator. **International Journal of Refrigeration**, v. 18, n. 6, p. 378–386, 1995.

ELBEL, S.; HRNJAK, P. An overview of historical and present developments with an emphasis on air-conditioning applications. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Anais...** Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 2008.

FANG, XIANDE. ACRC Contract Report No. 20 – Advances in fixed-area expansion devices. **Air-Conditioning and Refrigeration Center**, 1999.

GAY, N.J.. US Patent 1.836.318, 1931.

GOSNEY, W. **Principles of refrigeration**. Cambridge: Cambridge University Press, 1982.

HASSANAIN, M.; ELGENDY, E.; FATOUH, M. Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation. **International Journal of Refrigeration**, v. 58, p. 1–13, 2015.

HENRY, R.E., FAUSKE, H.K. The two-phase critical flow of one component mixtures in nozzles, orifices, and short tubes. **ASME Journal of Heat Transfer**. v. 93 (2), p. 179-187, 1971.

HUANG, B.; CHANG, J. Empirical correlation for ejector design. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 379–388, 1999.

HUANG, B.; CHANG, J.; WANG, C.; PETRENKO, V. A 1-D analysis of ejector performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p. 354–364, 1999.

IGLESIAS, J.M.C. **Uma análise de modelos de projeto de ejetores e aplicações em ciclos de refrigeração utilizando vapor d'água e CO<sub>2</sub>**. 2012. Tese (Doutorado em Engenharia) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2012.

JIA, YAN; WENJIAN, CAI. Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant. **Energy Conversion and Management**, v. 53, p. 240–246, 2012.

JIA, YAN; WENJIAN, CAI; Area ratio effects to the performance of air-cooled ejector refrigeration cycle with R134a refrigerant. **Energy Conversion and Management**, 53 240-246, 2012.

JIA, YAN; WENJIAN, CAI; LIN, CHEN; LI, CUI; LI; YANZHONG. Experimental study on performance of a hybrid ejector-vapor compression cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 113, p. 36–43, 2016.

KEENAN, J.; NEUMANN, E. A simple air ejector. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 64, p. 75–82, 1942.

KEENAN, J.; NEUMANN, E.. An investigation of ejector design by analysis and experiment. **ASME Journal of Applied Mechanics**, v. 72, p. 299–309, 1950.

KEENAN, J.; NEUMANN, E.; LUSTWERK, F. An investigation of ejector design by KORNHAUSER, A.A., 1990, The use of an ejector as a refrigerant expander. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Anais...**Purdue University, West Lafayette, IN, USA.

LAWRENCE, Neal. **Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure**. 2012. 136 pag. Thesis of Master of Science in Mechanical Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, Illinois, USA. 2012

LAWRENCE, N.; ELBEL, S.. Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf. **International Journal of Refrigeration**, p. 01–13, jul. 2013.

LAWRENCE, N.; ELBEL, S.. Experimental investigation of two-phase ejector liquid recirculation cycles with R410A. In: International Congress of Refrigeration – ICR2015, 24., 2015. **Anais eletrônicos...**Yokohama, Japan, 2015.

LEE, J. S.; KIM, M., S.; KIM, M., S.. Studies on the performance of a CO<sub>2</sub> air conditioning system using an ejector as an expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p.140–152, 2014.

LI D., GROLL E.A. Investigation of an ejector-expansion device in a transcritical carbon dioxide cycle for military ECU applications. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Anais...** Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 2006.

LI, D., GROLL, E.A. Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, p.766–773, 2005.

LI, D., GROLL, E.A. Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device. 10th International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Anais...** Purdue University, Paper R153, West Lafayette, IN, USA, 2004.

LIMA, R. C. F.. **Análise: avaliação de modelos de turbulência na previsão do desempenho de ejetores**. 2013. 62 folhas. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2013.

LIU, F.; GROLL, E. A.. ARTI Report No. 10110-01 – Recovery of throttling losses by a two-phase ejector in a vapor compression cycle. **Air-Conditioning and Refrigeration Technology Institute**, 2008.

LUCAS, C.; KOEHLER, J.. Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, 2012.

MUNDAY, J.; BAGSTER, D. New ejector theory applied to steam jet refrigeration. **Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development**, v. 16, n. 4, p. 442–449, 1977.

NEHDI E.; KAIROUANI L.; BOUZAINA M.. Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander. **International Journal of Energy Research**, v. 31, p. 364–375, 2007.

NOETZOLD, JULIANO. **Análise do desempenho de um ar condicionado automotivo com HFO-1234yf**. 2016. 107 folhas. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Área de Sistemas Térmicos e Energéticos – PPGEM, Universidade do Vale do Rio dos Sinos (Unisinos), São Leopoldo, Brasil, 2016.

OSHITANI, H., YAMANAKA, Y., TAKEUCHI, H., KUSANO, K., IKEGAMI, M., TAKANO, Y., ISHIZAKA, N., SUGIURA, T., 2005. **Vapor Compression Cycle Having Ejector**. U.S. Patent Application Publication US 2005/0268644 A1.

POTTKER, GUSTAVO; HRNJAK, PEGA. Ejector in R410A vapor compression systems with experimental qualification of two major mechanisms of performance improvement: Work recovery and liquid feeding. **International Journal of Refrigeration**, v. 50, p. 184–192, 2015.

SAE J 2765, 2008 Procedure for Measuring System COP [Coefficient of Performance] of a Mobile Air Conditioning System on a Test Bench, **SAE**, Warrendale, USA.

SAG, N., B.; ERSOY, H., K.; HEPBASLI, A.; HALKACI, H., S.. Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities. **Energy Conversion and Management**, 90, 184–194, 2015.

SANDEN. Catálogo de produtos, disponível em: <http://www.sanden.com/catalog.html>. Acesso em 05 Abril de 2017.

SHARIFI, NAVID; SHARIFI, MAJID. Reducing energy consumption of a team ejector through experimental optimization of the nozzle geometry. **Energy**, v. 66, p. 860–867, 2014.

SHESTOPALOV, K, O; HUANG, B, J; PETRENKO, V, O; VOLOVYK, O, S. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results. **International Journal of Refrigeration**, v. 55, p. 212–223, 2015.

SOUZA R. B. **Desenvolvimento de um Equipamento para Teste de Desempenho de Ar Condicionado Automotivo**. Projeto de Graduação. Curso de Engenharia Mecânica. Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, RS, 2011.

STOECKER, W.; JONES, J. **Refrigeration and air conditioning**. 2ed. New York: McGraw-Hill, 1982.

YAPICI, R. Exeprimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123. **Energy Conversion and Management**, 49, 953-961, 2008.

ZEGENHAGEN M. T.; ZIEGLER F.. A one-dimensional model of a jet-ejector in critical doublé choking operation with R134a as a refrigerant including real gas effects. **International Journal of Refrigeration**, v. 55, p. 72–84, 2015.

ZEGENHAGEN M. T.; ZIEGLER F.. Experimental investigation of the characteristics of a jet-ejector and a jet-ejector cooling system operating with R134a as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 56, p. 173–185, 2015.

ZHENG, LIXING; DENG, JIANQIANG; HE, YANG; JIANG, PEIXUE. Dynamic model of a transcritical CO<sub>2</sub> ejector expansion refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 60, p. 247–260, 2015.



