



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGE-
NHARIA MECÂNICA

MODELO FENOMENOLÓGICO PARA COMPRESSORES
ALTERNATIVOS.

WILLIAN MOREIRA DUARTE

Belo Horizonte, 03 de outubro de 2014

Willian Moreira Duarte

**MODELO FENOMENOLÓGICO PARA COMPRESSORES
ALTERNATIVOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Energia e Sustentabilidade

Orientador: Prof. Dr. Luiz Machado

Co-orientador: Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2014



Universidade Federal de Minas Gerais
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG
Tel.: +55 31 3499-5145- Fax.: +55 31 3443-3783 www.de-
mec.ufmg.br- E-mail:cpgmec@demec.ufmg.br

MODELO FENOMENOLÓGICO PARA COMPRESSORES ALTERNATIVOS

WILLIAN MOREIRA DUARTE

Dissertação defendida e aprovada em 03, outubro de 2014, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica", na área de concentração de “Calor e Fluidos”.

Prof. Dr. Luiz Machado - UFMG - Orientador

Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury - UFMG – Co-orientador

Prof. Dr. Antônio Augusto Torres Maia - UFMG - Examinador

Prof. Dr. Roberto Márcio De Andrade - UFMG - Examinador

*“Tenho (...) enorme
respeito e a mais elevada
admiração por todos os engenheiros,
especialmente pelo maior deles: Deus.”*

Charles Darwin.

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me dado a capacidade de chegar até aqui.

A minha família pela compreensão e o apoio de todos que, de alguma forma, participaram desta essa etapa da minha carreira. Em especial, a minha mãe Celia, meu pai Tarcísio, meu irmão Wendel e minha namorada Riva.

Ao meu orientador, professor Dr. Luiz Machado, pela tradicional paciência e atenção.

A Vallourec pela flexibilização de horários que possibilitou esta conquista, e a todos os meus colegas de trabalho, em especial ao Aloisio, Almir, Anísio, Aracele, Bruno Lorena, Bruno Timponi, Claudemir, José Geraldo, Romildo e Tales.

A GDP / TATA technologies pela flexibilização de horários.

Aos professores Roberto, Antônio e Ricardo pelos comentários e recomendações durante a defesa e que enriqueceram esse trabalho.

A FAPEMIG por financiar parte do custo de publicação do artigo que foi apresentado no CONEM 2014, que é requisito para a defesa deste trabalho.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	7
LISTA DE TABELAS	10
LISTA DE ABREVEATURAS E SIGLAS	11
NOMENCLATURA.....	12
RESUMO	16
1. INTRODUÇÃO.....	17
2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA	19
2.1. Fundamentação teórica.	19
2.1.1. Tipos de compressores.	19
2.1.2. Compressores alternativos	20
2.1.3. Ciclo ideal de um compressor alternativo	21
2.1.4. Rendimento de um compressor	23
2.1.5. Fonte de perdas de um compressor alternativo	25
2.2. Modelagem aplicada aos compressores.....	27
3. MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO	33
3.1. Modelo para a câmara de compressão	34
3.2. Submodelos para a pré-compressão e pós-compressão	37
3.3. Procedimento computacional.....	44
4. MATERIAIS E MÉTODOS.....	49
4.1. Dispositivo experimental usado na validação do modelo.....	49
4.2. Análise de Incerteza.....	53
4.3. Metodologia usada nos ensaios experimentais	54
5. ANÁLISE DOS RESULTADOS	56
5.1. Análise dos resultados experimentais.....	56
5.2. Validação do Modelo.....	60

5.3. Aplicação do modelo	68
5.3.1. Avaliação do desempenho do compressor.....	69
5.3.2. Coeficiente nocivo.....	73
6. CONCLUSÕES.....	75
ABSTRACT	77
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78
APÊNDICE 1 – PROGRAMA ELABORADO NO EES.	81
APÊNDICE 2 – TABELA DE MEDIÇÕES DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.	92
ANEXO 1 – DESENHO DO COMPRESSOR.	93

LISTA DE FIGURAS

FIG. 2-1 - Exemplo de tipos de compressores: à esquerda, um compressor aberto, no centro, um compressor semi-hermético, e à direita, um compressor hermético. (Matos, 2004).....	20
FIG.2-2 – Representação da pressão em função da posição angular e da pressão em função do volume em um ciclo ideal de um compressor alternativo. (Halon, 2001).....	22
FIG.2-3 - Ciclo PV de um compressor alternativo (Faires e Simmang, 1983), representando uma isoterma (1-a), uma isotrópica (1-b) e uma curva de compressão politrópica (1-2).....	23
FIG.2-4 - Digrama dinâmico de uma válvula típica de um compressor alternativo (Halon, 2001).....	26
FIG. 2-5 - Classificação dos modelos termodinâmicos quanto ao método de caracterização. (Rasmussen e Jakobsen, 2000)	28
FIG. 2-6 - Exemplo de modelo orientados ao fenômeno (Rasmussen e Jakobsen, 2000)	29
FIG.3-1 - Diagrama representando as variáveis de entrada e saída do modelo do compressor.....	33
FIG. 3-2 - Diagrama de discretização da compressão	34
FIG. 3-3 - Esquema simplificado das câmaras de descarga e compressão.....	38
FIG. 3-4 - Volumes de controle adotados para as câmaras de aspiração e descarga.....	38
FIG. 3-5 - Esquema mostrando as trocas de calor presentes no compressor (representadas por setas) e as superfícies consideradas isotérmicas (cada uma representada por uma linha de color específica).....	40
FIG. 3-6 - Circuito térmico exemplificando a utilização do divisor de tensão.	44
FIG. 3-7 - Algoritmo a ser implementado no programa principal.....	45
FIG. 3-8 - Algoritmo a ser implementado na sub-rotina para o sub modelo para câmara de compressão	46
FIG. 3-9 – Algoritmo necessário cálculo do modelo térmico para as câmaras de aspiração é descarga.	47
FIG. 4-1 – Foto da bancada de teste utilizada para validação do modelo.	49
FIG. 4-2 - Circuito de R134a da bancada de teste, onde 1-compressor, 2-condensador, 3-válvulas de expansão, 4-evaporador e 5-medidor de vazão (adaptado de Maia, 2005) ..	50

FIG. 4-3 - Circuito de água do condensador, onde 1-Bomba, 2-Válvulas, 3-Reservatório de água quente e 4-Reservatório de água fria (Maia, 2005).....	51
FIG. 4-4 - Circuito de água do evaporador, onde 1-Bomba, 2-Reservatório de água e 3-Resistência elétrica (Maia, 2005).	51
FIG. 4-5 - Exemplo de oscilação em torno de um valor médio de uma variável em regime permanente (Maia, 2005).....	54
FIG. 5-1 -Vazão mássica medida, com o compressor operando a 900 rpm.....	56
FIG. 5-2 - Vazão mássica medida, com o compressor operando a 1000 rpm.	57
FIG. 5-3 - Vazão mássica medida, com o compressor operando a 1100 rpm.	57
FIG. 5-4-Varição do rendimento volumétrico em função da pressão de entrada à 900 rpm.....	58
FIG. 5-5 - Variação rendimento volumétrico em função da pressão de aspiração para diferentes rotações e uma mesma temperatura de condensação.....	59
FIG. 5-6 - Temperatura de descarga em função da pressão de aspiração e temperatura de condensação para uma mesma, rotação.....	60
FIG. 5-7 – Exemplo da representação gráfica usada para validar um de um ponto de operação do compressor.	62
FIG. 5-8 - Comparação dos resultados experimentais com o valor predito pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 900 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	62
FIG. 5-9- Comparação dos resultados experimentais com o valor predito pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 1000 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	63
FIG. 5-10 - Comparação dos resultados experimentais com o valor predito pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 1100 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	63
FIG. 5-11 - Comparação dos resultados experimentais para temperatura de descarga com o compressor operando à 900 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	65

FIG. 5-12 - Comparação dos resultados experimentais com o valor para temperatura de descarga com o compressor operando à 1000 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	66
FIG. 5-13 - Comparação dos resultados experimentais com o valor para temperatura de descarga com o compressor operando à 1100 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)	66
FIG. 5-14 – Comparação da curva de compressão obtida numericamente pelo modelo (preto) com uma isentrópica (vermelho) e uma isotérmica (azul).....	68
FIG. 5-15 - Comparação entre o rendimento volumétrico indicado (η_v) e o rendimento volumétrico global (η_{vg}) do compressor.	69
FIG. 5-16 - Comparação entre o rendimento energético do compressor operando em 900 rpm, para diversas temperaturas de condensação.	70
FIG. 5-17 - Rendimento exergético do compressor operando em 900 rpm	71
FIG. 5-18 - Fator de perda de calor com o compressor operando em 900 rpm.....	72
FIG. 5-19 - Rendimento exergético do compressor operando com a temperatura de condensação de 54 °C.....	72
FIG. 5-20 - Fator de perda de calor com o compressor operando com a temperatura de condensação de 54°C.....	73
FIG. 5-21 - Variação do rendimento volumétrico (azul), rendimento exergético (preto) e o fator de perda de calor (vermelho) em função da variação do coeficiente nocivo.	74

LISTA DE TABELAS

TAB. 2-1-Abordagem dos modelos apresentados usada nos fenômenos internos ao compressor.....	31
TAB. 3-1 - Constantes para cada etapa do ciclo de compressão.....	36
TAB. 4-1- Relações geométrica do compressor usadas pelo modelo.	52
TAB. 4-2- Instrumentação utilizada.....	53
TAB. 5-1 - Teste de malha espacial realizado para o ponto de operação ajustado em 900 rpm, 55° C de temperatura de condensação e temperatura da água de condensação de 5° C.	61
TAB. 5-2 - Parcela de contribuição de cada incerteza das variáveis de entrada na incerteza combinada da vazão mássica.....	64
TAB. 5-3 - Parcela de contribuição de cada incerteza das variáveis de entrada na incerteza combinada da temperatura de descarga.....	67

LISTA DE ABREVEATURAS E SIGLAS

CONEM	Congresso Nacional de Engenharia Mecânica
EES	Engineering Equation Solver
FAPEMIG	Fundação de Amparo à Pesquisa do estado de Minas Gerais
R12	Diclorodifluorometano, substância usada como refrigerante de fórmula molecular CCl_2F_2
R134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane, substância usada como refrigerante de fórmula molecular $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$
R22	Clorodifluorometano, substância usada como refrigerante de fórmula molecular CHClF_2
R404A	Composto usado como refrigerante que utiliza uma mistura de três substâncias refrigerantes com proporção definida e foi projetada para substituir o R22.
R407C	Composto usado como refrigerante que utiliza uma mistura de três substâncias refrigerantes com proporção definida e foi projetada para substituir o R22.
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais

NOMENCLATURA

Letras Latinas

c	Coefficiente nocivo
D	Diâmetro [m]
f	Fator de perda de calor [adimensional]
g	Gravidade [m/s ²]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
L	Comprimento característico [m] ou Deslocamento total do cilindro [m]
\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
N	Rotação [rpm]
n	Coefficiente de expansão politrópico [adimensional]
Nu	Número de Nusselt [adimensional]
P	Pressão [kPa]
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor de um processo [kJ]
\dot{Q}	Calor [kW]
Ra	Número de Rayleigh [adimensional]
Re	Número de Reynolds [adimensional]
S	Superfície [m ²]
s	Entropia [kJ/kg-K]
V	Volume [m ³]

v	Volume específico [m ³ /kg]
\dot{V}	Vazão [m ³ /s]
T	Temperatura [°C ou °K]
t	Tempo [s]
U	Energia interna [kJ]
$u(S)$	Incerta de uma variável “S” qualquer [mesma unidade de “S”]
W	Trabalho de um processo [kJ]
\dot{W}	Trabalho [kW]

Letras Gregas

α	Coefficiente convectivo [kW/(m ² K)]
β	Coefficiente de expansão volumétrica térmica [1/K]
Δt	Intervalo de tempo de um deslocamento ΔL
ε	Emissividade [adimensional]
η	Rendimento [adimensional]
μ	Viscosidade [kg/(s.m)]
ρ	Massa específica. [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann [5,67x10 ⁻⁸ W/(m ² .K ⁴)]
ψ	Exergia [kJ/kg]
$\bar{\omega}$	Rotação [ciclos/s]

Subscritos

amb	Ambiente
-----	----------

ASP	Referido a aspiração do compressor.
cd	Condensação.
cic	Convecção interna nas câmaras.
cit	Convecção interna na tubulação de aspiração.
cil	Cilindrada do compressor
ch	Convecção natural em uma parede horizontal
cv	Convecção natural em uma parede vertical
DIS	Referido a descarga do compressor
EC	Entrada da câmara de compressão
eb	Ebulição
G	Global
I	Isentrópico
ma	Média da aspiração
md	Média da descarga
P	Politrópico
p	Parede
pc	Parede da câmara de compressão
pea	Parede que separa a câmara de aspiração do meio externo
ped	Parede que separa a câmara de descarga do meio externo
pi	Parede que separa a câmara de descarga da câmara de aspiração
per	Perdido

rad	Radiação
rev	Reversível
SC	Saída da câmara de compressão
T	Isotérmico
tub	Tubulação de aspiração
V	Volumétrico
viz	vizinhança

RESUMO

Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de um modelo matemático de um compressor alternativo operando em regime permanente, implementado no programa computacional Engineering Equation Solver (EES). As principais variáveis de entrada do modelo são a pressão e a temperatura na aspiração, a pressão na descarga e a velocidade de rotação do compressor. As principais variáveis de saída são a vazão e a temperatura na descarga do compressor. Para o desenvolvimento do modelo, o compressor foi dividido em três volumes de controle: a região de pré-compressão, a câmara de compressão e a região pós-compressão. Na câmara de compressão, são considerados aspectos termohidráulicos do escoamento do fluido refrigerante, enquanto que nos outros dois volumes de controle, são quantificados os fenômenos térmicos. O modelo foi validado experimentalmente utilizando-se um compressor aberto a R-134a, operando com diversas pressões de aspiração e de descarga e com diferentes velocidades de rotação. A validação do modelo foi realizada com sucesso, comparando-se a vazão mássica e a temperatura de saída do refrigerante geradas pelo modelo com os valores dessas grandezas obtidas experimentalmente. Essas grandezas e suas respectivas incertezas expandidas foram comparadas utilizando um intervalo de confiança de 95,45%. O resultado do modelo para vazão mássica tem a mesma qualidade do resultado experimental, pois a incerteza da vazão obtida pelo modelo foi da mesma ordem de grandeza da incerteza da vazão medida. O modelo também foi utilizado para avaliar o desempenho do compressor para os vários pontos ensaiados além de ser empregado para simular o desempenho do compressor para modificações no espaço nocivo do equipamento.

1. INTRODUÇÃO

De uma forma geral, pesquisas experimentais na área de refrigeração apresentam custo e tempo elevados para a construção dos bancos de testes e realização de ensaios. Uma alternativa é a utilização de modelos matemáticos para simular o sistema físico, permitindo rapidez na obtenção dos resultados a um custo geralmente baixo em relação aqueles obtidos experimentalmente (Koury *et al*, 2001).

Neste trabalho, será usada a classificação de modelos proposta por Rasmussen e Jakobsen (2000), que classificaram os modelos termodinâmicos de compressores em seis grupos, que se diferem pelo grau de empirismo empregado no modelo, pelo uso de leis físicas para analisar os mecanismos de transferência de energia, de massa e de força no escoamento de fluido no compressor e pela a divisão do compressor em um ou mais volumes de controle.

Dentre os artigos mais recentes com modelos da mesma categoria daquele apresentado no presente trabalho, destacam-se os trabalhos de Duprez *et al* (2007), Navarro et al (2007), Winandy *et al* (2002) e Ndiaye e Bernier (2010). Nos primeiros trabalhos, a compressão foi considerada isentrópica, e no último, politrópica. No presente trabalho, além de a compressão ser tratada como politrópica, uma nova metodologia numérica é empregada para calcular as variáveis de saída do compressor: a temperatura de descarga e a vazão mássica do fluido de trabalho.

O objetivo central deste trabalho é desenvolver e validar, por meio de testes experimentais, um modelo matemático de compressores alternativos a R-134a operando em regime permanente, capaz de prever diversas variáveis do compressor, além da vazão e da temperatura de descarga do fluido refrigerante. Para atender esse objetivo, propõe-se um modelo distribuído (o compressor é dividido em alguns volumes de controle) e fenomenológico (o emprego de leis física sobrepõe-se ao empirismo). Neste modelo, o compressor é dividido em três volumes de controle (a região de pré-compressão, a câmara de compressão e a região de pós-compressão), onde são aplicados balanços de energia e de massa para analisar a compressão do fluido. O objetivo específico do trabalho será aplicar o modelo, devidamente validado, para: (i) analisar o desempenho do compressor por meio das evo-

luções dos rendimentos volumétrico, de compressão e exergético do compressor em função das pressões de operação do sistema e (ii) quantificar a influência do espaço nocivo do compressor sobre a vazão de fluido refrigerante imposta pelo equipamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os fundamentos sobre compressores frigoríficos e algumas informações básicas construtivas de compressores. Este compêndio é necessário para o desenvolvimento do modelo do compressor.

2.1. Fundamentação teórica.

Define como compressor uma máquina capaz de elevar a pressão de uma substância no estado gasoso (Halon, 2001). Com base nesta definição, existem vários tipos de compressores. A seguir, são descritos os principais tipos.

2.1.1. Tipos de compressores.

Existem várias maneiras de classificar os compressores. Eles podem ser divididos em compressores de ar, utilizados na produção de ar comprimido, e compressores a gás (ou vapor), utilizados na refrigeração. Os compressores podem ainda ser divididos em compressores de simples estágio e de múltiplos estágios.

Os compressores podem ainda ser divididos em três grupos segundo o tipo de invólucro usado na sua construção. Segundo Matos (2004), os compressores herméticos são aqueles que possuem um invólucro que envolve o motor e o todo compressor. Os compressores herméticos, geralmente, são utilizados em aplicações de baixa potência, dificilmente apresentam vazamentos, mas não podem ser reparados. Após apresentarem defeito, são descartados. Os compressores abertos são aqueles em que o eixo do compressor atravessa a carcaça do compressor é acionado por um motor externo. Por isso, há a necessidade de utilização de um selo para minimizar fugas de gás entre o compressor e o ambiente. Os compressores semi-herméticos apresentam um invólucro que abrange o compressor e o motor, mas existe acesso ao cabeçote do compressor. Tanto o compressor aberto quanto o semi-aberto podem ser reparados. A FIG. 2-1 mostra os três tipos de compressores.



FIG. 2-1 - Exemplo de tipos de compressores: à esquerda, um compressor aberto, no centro, um compressor semi-hermético, e à direita, um compressor hermético. (Matos, 2004)

Os compressores podem ser classificados quanto ao tipo de fluxo que produzem. Os compressores dinâmicos são aqueles que produzem um fluxo de massa contínuo ao longo de um ciclo de operação, enquanto os compressores de deslocamento positivo não. Dentre os compressores dinâmicos, podemos citar os compressores axiais e centrífugos. Os compressores de deslocamento positivo dos tipos alternativos e rotativos são os mais usados. Segundo Joffily (2007), embora muitos tipos de compressores tenham ganhado mercado recentemente, os compressores alternativos são amplamente utilizados devido à facilidade de fabricação e de manutenção, baixo custo e domínio da tecnologia pelos fabricantes e técnicos.

2.1.2. Compressores alternativos

Os componentes fundamentais de um compressor alternativo são o cilindro, o pistão conectado ao virabrequim a biela e as válvulas. Essas, diferentemente daquelas de um motor a combustão, não precisam de um acionamento, pois suas aberturas são controladas pelas pressões externas ao cilindro. Porém, uma série de sistemas auxiliares é fundamental para a operação do compressor, afetando significativamente o seu desempenho.

Um dos sistemas auxiliares citados por Matos (2004) é o sistema de lubrificação fundamental para conservação das várias partes móveis presentes no compressor. A lubrificação pode ser forçada ou natural. Nessa última, o movimento do eixo virabrequim é aproveitado para salpicar óleo nas partes móveis do compressor. Como é necessário lubrificar a interface entre o cilindro e o pistão, há uma mistura do óleo lubrificante com o fluido

refrigerante, que carrega o óleo para os outros componentes do sistema de refrigeração (ou da bomba de calor). Esse óleo deverá ser capitado e retornado ao compressor.

Outra característica importante dos compressores é a necessidade de reservatórios ou câmaras internas, presentes tanto na sucção quanto na aspiração do compressor. Segundo Matos (2004), alguns compressores herméticos e semi-herméticos não necessitam da câmara de aspiração, pois uma pequena reserva de refrigerante é mantida dentro do invólucro do compressor, visando o arrefecimento do enrolamento do motor elétrico.

2.1.3. Ciclo ideal de um compressor alternativo

A FIG.2-2 mostra o diagrama da pressão versus o ângulo de giro do virabrequim e o diagrama correspondente da pressão versus o volume para o ciclo ideal de um compressor alternativo. No ponto 1, o pistão encontra-se na posição denominada de ponto morto inferior, onde há o maior volume durante o ciclo e para o qual o gás encontra-se na pressão de sucção. Quando se inicia o movimento do pistão, acompanhado da redução do volume do gás, a válvula de sucção fecha-se e o gás é comprimido. Quando a pressão dentro do cilindro supera a pressão externa (por exemplo, a pressão de condensação no caso de o sistema ser uma máquina de refrigeração padrão), a válvula de descarga se abre, permitindo a descarga do gás. Na FIG.2-2, o ponto 2 representa o momento de abertura dessa válvula. O movimento do pistão gera a expulsão do gás de dentro da câmara de compressão (cilindro) até que o pistão alcance a posição denominada de ponto morto superior, que, na FIG.2-2, é representada pelo ponto 3. Nesse ponto, Faires e Simmang (1983) denominam o volume do cilindro de volume morto ou de espaço nocivo. Na sequência, acontece a expansão do gás, durante a qual a válvula de descarga é mantida fechada. O pistão recua reduzindo a pressão interna da câmara até que essa se torne ligeiramente menor do que a pressão de aspiração. Nesse momento, a válvula de aspiração se abre (ponto 4 na FIG.2-2), e o movimento do cilindro promove a aspiração do gás para dentro do cilindro.

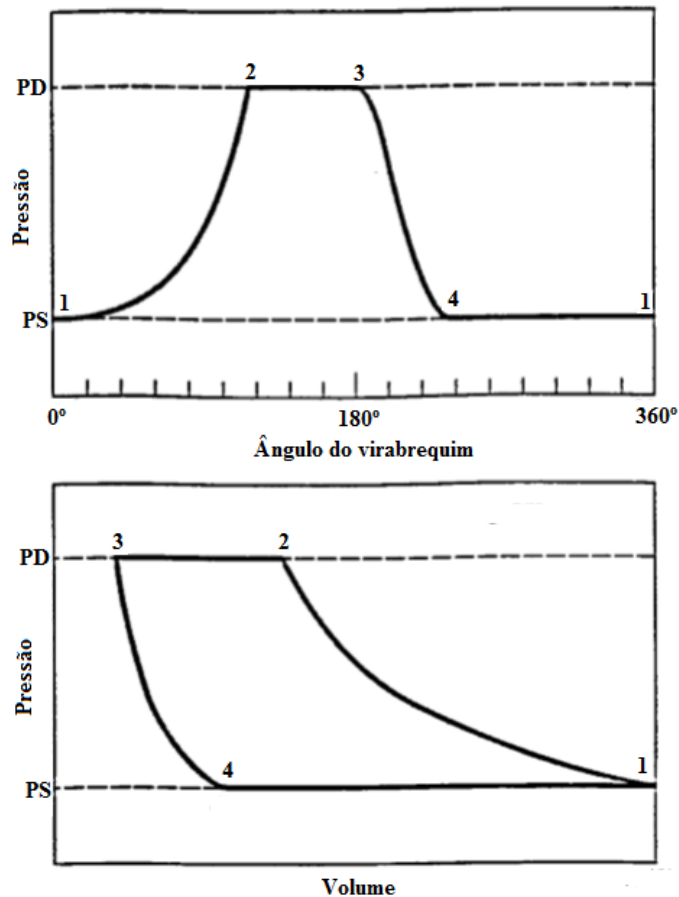


FIG.2-2 – Representação da pressão em função da posição angular e da pressão em função do volume em um ciclo ideal de um compressor alternativo. (Halon, 2001)

A cilindrada do compressor, representada pelo volume no ponto 3 na FIG.2-2), é a capacidade volumétrica da câmara de compressão. O coeficiente nocivo é definido como a razão entre o volume morto e a cilindrada do compressor (Faires e Simmang, 1983).

Faires e Simmang (1983) denominam os quatro tempos (ou etapas) do ciclo do compressor como: processo 1-2 é a o tempo de compressão, 2-3 é o tempo de descarga, 3-4 é o tempo de expansão e 4-1 é o tempo de aspiração. Faires e Simmang (1983) idealizam os processos de descarga e aspiração como isobáricos e isotérmicos. Para os processos de compressão e expansão existem três curvas possíveis (FIG.2-3): uma isoterma (1-a), uma isentrópica (1-b) e uma curva de compressão politrópica (1-2). Para um compressor sem arrefecimento na câmara de compressão, uma isotrópica é a melhor representação para o processo de compressão. Para uma obter uma isotérmica no compressor, uma refrigeração perfeita seria necessária, coisa que, na prática, não é possível. Por isso, Faires e Simmang (1983) relatam que a utilização de uma curva de compressão politrópica com coeficiente

politrópico (n) entre 1,25 e 1,30 é a melhor idealização para um ciclo de um compressor alternativo que possui certo arrefecimento em sua câmara de compressão.

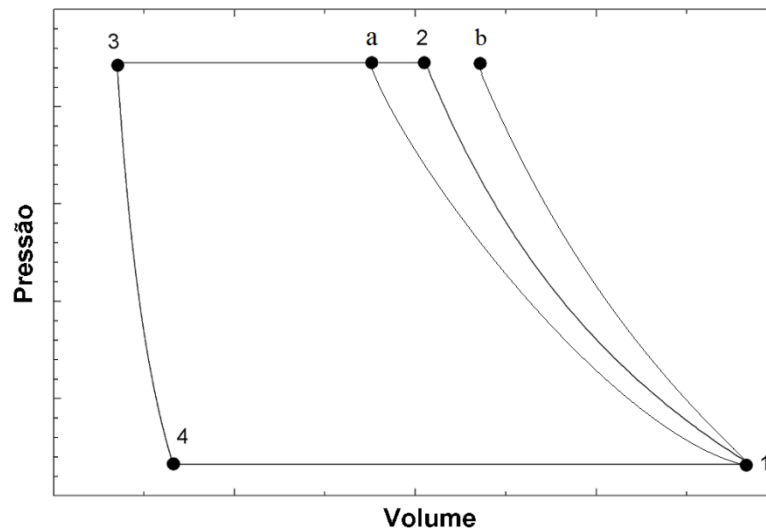


FIG.2-3 - Ciclo PV de um compressor alternativo (Faires e Simmang, 1983), representando uma isoterma (1-a), uma isotrópica (1-b) e uma curva de compressão politrópica (1-2).

2.1.4. Rendimento de um compressor

Para avaliar o desempenho de um compressor é necessário conhecer o conjunto de variáveis apresentadas a seguir. Segundo Faires e Simmang (1983), o trabalho em um ciclo de compressão deve ser determinado aplicando-se a primeira lei da termodinâmica no compressor. O desempenho energético do compressor é definido por Faires e Simmang (1983) como sendo a relação entre trabalho ideal e o trabalho real. Existem várias maneiras de se definir o trabalho ideal, conforme explicado na sequência.

A primeira idealização de trabalho em um compressor consiste em considerar o compressor como isentrópico. Nesse caso, o rendimento isentrópico do compressor é determinado pela seguinte equação (Rasmussen e Jakobsen, 2000):

$$\eta_I = \frac{\dot{m}(h_{DIS,I} - h_{ASP})}{\dot{W}} \quad (2-1)$$

Outra idealização de trabalho em um compressor consiste em considerar o processo de compressão como isotérmico. Nesse caso, o rendimento isotérmico do compressor é determinado pela seguinte equação (Rasmussen e Jakobsen, 2000):

$$\eta_T = \frac{\dot{m}(h_{DIS,T} - h_{ASP})}{\dot{W}} \quad (2-2)$$

Segundo Rasmussen e Jakobsen (2000), o rendimento politrópico do compressor é calculado usando como referência o trabalho supondo que o processo no compressor é politrópico. Para avaliar o rendimento politrópico, Çengel *et al* (2011) apresentam a seguinte equação:

$$\eta_P = \frac{\dot{m}(P_{DIS}v_{DIS} - P_{ASP}v_{ASP})}{\dot{W}(n - 1)} \quad (2-3)$$

Os autores explicam que o coeficiente politrópico dado pela EQ.(2-3) é determinado a partir da troca líquida de calor entre o compressor e o refrigerante durante todo o processo. Rasmussen e Jakobsen (2000) apresentaram o fator de perda de calor, descrito na EQ. (2-4), para avaliar a o desempenho térmico do compressor.

$$f = \frac{\dot{Q}_{per}}{\dot{W}} \quad (2-4)$$

Apesar de sua complexidade, o rendimento exegético é a idealização mais realística para o trabalho de um compressor por levar em conta a primeira e a segunda lei da termodinâmica e é o mais recomendado por Rasmussen e Jakobsen (2000) para avaliar a performance energética do compressor. Çengel *et al* (2011) apresentam a seguinte equação para determinar o rendimento exegético do compressor.

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}} \quad (2-5)$$

Nesta equação, o trabalho reversível em regime permanente do compressor é dado por:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}(\psi_{DIS,T} - \psi_{ASP}) + \sum_{k=1}^n \left(1 - \frac{T_{amb}}{T_k}\right) \dot{Q}_k \quad (2-6)$$

Se as variações de energias cinéticas e potencial são desprezadas, a exergia é dada por:

$$\psi = (h - h_{amb}) + T_{amb}(s - s_{amb}) \quad (2-7)$$

Como mencionado anteriormente, o refrigerante percorre outros componentes antes e depois da câmara de compressão. Portanto, o desempenho do compressor pode ser calculado localmente na câmara de compressão, ou globalmente para todo compressor. Quando o rendimento apresentado se referir ao compressor de forma global, este conterà o subscrito “G”.

O rendimento volumétrico representa o percentual do volume máximo da câmara de compressão que foi bombeado para dentro da câmara de compressão. A redução do rendimento volumétrico implica da redução da vazão mássica que o compressor fornece a uma máquina frigorífica. O rendimento volumétrico do compressor, definido por Rasmussen e Jakobsen (2000) a partir dos volumes indicados na FIG.2-3, é dado por:

$$\eta_V = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (2-8)$$

Este rendimento volumétrico, baseado no espaço nocivo V_3 , é denominado de rendimento volumétrico indicado. Outro rendimento volumétrico é o chamado rendimento volumétrico global ou efetivo do compressor, é definido por Matos (2004) e dado pela seguinte equação:

$$\eta_{VG} = \frac{\dot{m}}{V_{cil} \bar{N} \rho_{ASP}} \quad (2-9)$$

2.1.5. Fonte de perdas de um compressor alternativo

Halon (2001) lista as principais fontes de perdas em um compressor alternativo, e que não podem ser visualizadas no ciclo ideal. De fato, a válvula de um compressor (de admissão ou de descarga) não é isobárica, pois existe uma queda de pressão natural devido à passagem do refrigerante. Além da restrição natural das válvulas, Halon (2001) explica que as perdas de passagem do gás são causadas pela redução do volume morto e pelos elementos de suporte das válvulas, que também obstruem a passagem do gás. A perda de pressão nas válvulas requer um trabalho adicional do compressor, que é chamado de trabalho por perda de bombeamento.

Um diagrama mostrando a dinâmica de uma válvula de um compressor é apresentado na FIG.2-4. Neste diagrama, nota-se que, devido a inércia, a válvula não abre instantaneamente e não se fecha exatamente no ponto morto do cilindro. O diagrama mostra ainda uma oscilação do percentual de abertura, que gera uma pulsação da pressão de descarga ou de aspiração. Essa pulsação requer um trabalho adicional do compressor, denominado de trabalho por perda de pulsação (Halon, 2001).

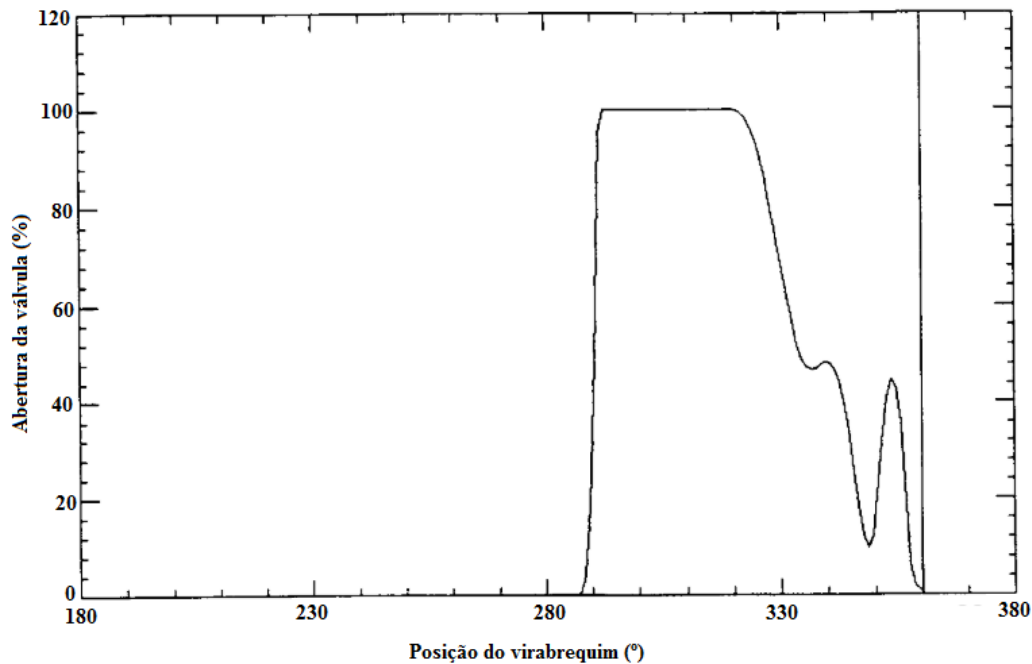


FIG.2-4 - Diagrama dinâmico de uma válvula típica de um compressor alternativo (Halon, 2001).

Outra fonte de perda em um compressor, mencionadas por Rasmussen e Jakobsen (2000), ocorre devido a troca de calor. Em pequenos compressores herméticos, essa pode chegar a 70% do trabalho de compressão. Já nos compressores de grande porte, o valor típico fica entre 10% e 20%. Uma das dificuldades de quantificar as perdas de calor é calcular a troca de calor dentro da câmara de compressão. Por isso, alguns pesquisadores apresentam correlações específicas para determinar o coeficiente convectivo nesta região.

As correlações para calcular o coeficiente de troca de calor nos compressores disponíveis na literatura são divididas em dois grupos: aqueles com base nos números de Reynolds e de Prandtl, como nas correlações apresentadas por Adair *et al* (1972), Disconzi *et al* (2012) e Liu e Zhou (1984), e aqueles com base em outros parâmetros, como a correlação apresentada por Fagotti e Prata (1998).

Há também coeficientes de troca de calor que foram obtidos a partir de medições realizadas nos cilindros de motores de combustão interna e, posteriormente, corrigidos para calcular a troca de calor em compressores. Uma correlação assim foi apresentada por Todescat *et al* (1992), que adaptaram a correlação originalmente proposta por Annand (1963).

A última fonte de perdas, citada por Halon (2001), deve-se a vazamentos, que podem ser localizados nas válvulas ou nas vedações. Nessas partes ocorre a fuga do fluido refrigerante do compressor para o meio externo, comprometendo todo funcionamento da máquina frigorífica ou da bomba de calor.

2.2. Modelagem aplicada aos compressores.

Nos últimos anos, vários trabalhos de modelagem de compressores foram publicados. Rasmussen e Jakobsen (2000) citam vários tipos de modelos que foram desenvolvidos para estudar as forças entre partes móveis, as características acústicas da carcaça do compressor, a resposta dinâmica do sistema de suspensão ou o processo termodinâmico que acontece com gás desde a aspiração até a descarga. Este último aspecto é o foco do presente trabalho. A seguir, são apresentados alguns modelos matemáticos desenvolvidos para representar o processo termodinâmico no compressor.

Rasmussen e Jakobsen (2000) classificam os modelos termodinâmicos segundo o método de caracterização utilizado, como mostrado na FIG. 2-5. Esta classificação foi organizada de forma que o modelo totalmente empírico e sem comprometimento com os mecanismos físicos que governam os fenômenos no compressor é denominado de modelo de caixa-preta. Ao contrário, o modelo totalmente baseado nas leis da física recebe o nome de modelo caixa-branca. Um modelo intermediário, isto é, com certo grau de empirismos, mas que também se vale de leis físicas, é chamado de modelo caixa-cinza.

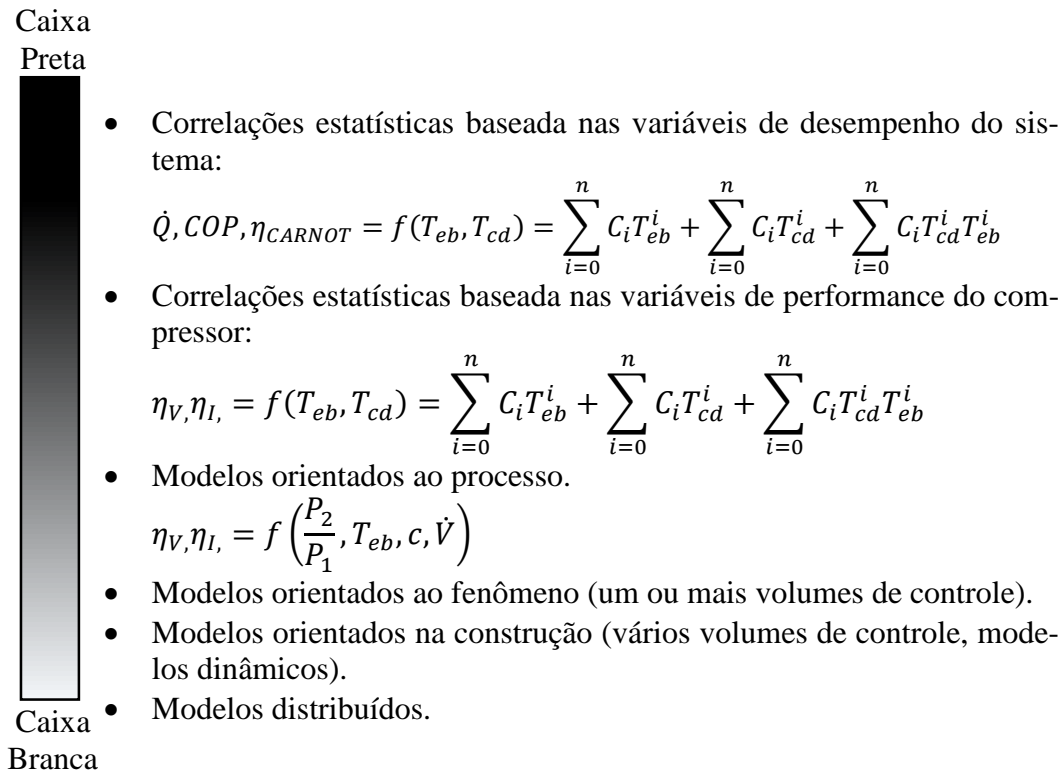


FIG. 2-5 - Classificação dos modelos termodinâmicos quanto ao método de caracterização. (Rasmussen e Jakobsen, 2000)

Rasmussen e Jakobsen (2000) comentam que os dois primeiros modelos mostrados na FIG. 2-5 são modelos do tipo caixa-preta, uma vez que são formulados estatisticamente a partir dos valores experimentais das variáveis de entrada (por exemplo, as pressões do gás na aspiração e na descarga do compressor) e das variáveis de saída do compressor (por exemplo, a vazão e a temperatura do gás na descarga). Na formulação desses modelos, não são explorados os mecanismos físicos referentes ao processo de compressão e nem os balanços de energia, de massa e de quantidade de movimento no compressor. Apesar de não poder ser extrapolado fora das faixas de pressão, temperatura e de vazão em que os valores experimentais foram levantados, o modelo caixa-preta é muito preciso. Por isso, esse modelo é amplamente usado pelos fabricantes de compressores para fornecer aos clientes e profissionais da área informações sobre o desempenho de seus produtos.

Segundo Rasmussen e Jakobsen (2000), a terceira categoria de modelos, apesar também ser baseada em relações estatísticas obtidas a partir de dados experimentais, as variáveis de entrada do modelo são selecionadas como base em um conhecimento dos fenômenos

que ocorrem no compressor. Por isso, essa categoria é intermediária, ela situa-se entre os modelos puramente caixa-preta e os modelos puramente caixa-branca.

Nas demais três categorias, o compressor é dividido em volumes de controles, que são acoplados entre si devido a uma interação de fluxo massa, de energia, de entropia ou de exergia. Segundo Rasmussen e Jakobsen (2000), a primeira dessas três categorias é aquela em que o modelo explora os fenômenos que ocorrem na câmara de compressão. Na próxima categoria, são exploradas as diferentes partes do compressor. Por exemplo, um modelo orientado na construção do compressor pode ter três volumes de controle: a região de pré-compressão, a câmara de compressão e a região de pós-compressão. Quando cada uma dessas regiões é dividida em vários volumes de controle, tem-se um modelo distribuído.

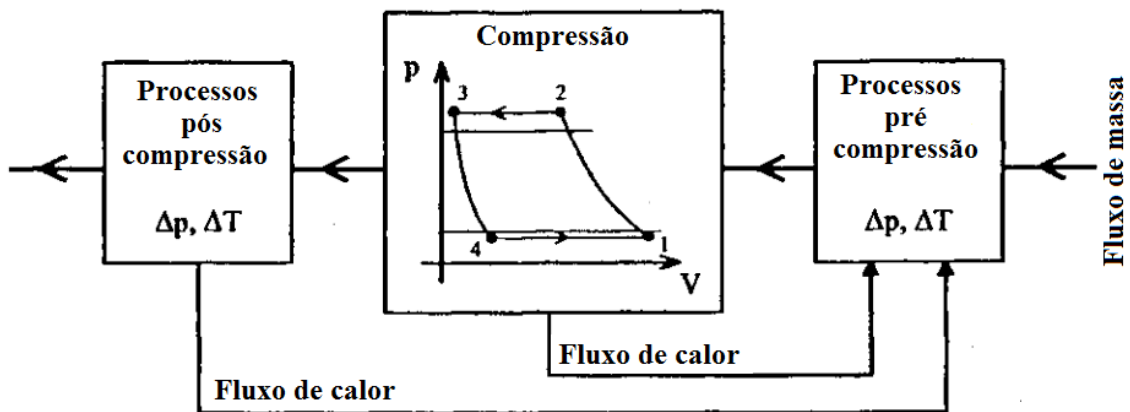


FIG. 2-6 - Exemplo de modelo orientados ao fenômeno (Rasmussen e Jakobsen, 2000)

O presente trabalho é focado em um modelo da 4ª categoria: modelo caixa-branca orientado na construção do compressor. Por isso, é fundamental o conhecimento sobre os processos internos que acontecem no compressor e sobre as suas características construtivas. Um modelo puramente caixa branca não pode ser validado com as informações do fabricante, que são muito limitadas (Duprez *et al*, 2007). Por isso, o modelo deste trabalho foi validado usando-se os dados experimentais obtidos em um banco de testes de máquinas de refrigeração.

Para comparar o modelo do presente trabalho com outros apresentados na literatura, foram selecionados quatro modelos termodinâmicos orientados ao fenômeno de compressores alternativos apresentados recentemente. Nesses trabalhos, oito fenômenos podem ser destacados: a queda de pressão na tubulação de aspiração, a queda de pressão na válvula de aspiração, a troca de calor na tubulação e câmara de compressão, o tipo do processo de compressão, a queda de pressão na válvula de descarga, queda de pressão na tubulação de descarga, a troca de calor na região de descarga, a troca de calor entre a carcaça do compressor e o meio ambiente. Com base nesses fenômenos, foi possível comparar entre si os modelos já desenvolvidos, bem como com o modelo proposto neste trabalho, conforme apresentado na TAB. 2-1. Seja para simplificar os modelos, seja porque alguns fenômenos não são importantes para o compressor estudado, alguns autores desprezam um ou mais dos sete fenômenos, como, por exemplo, as quedas de pressão nas válvulas, como em nenhum trabalho, incluindo este, a queda de pressão na entrada não foi considerada ela não foi apresentada na TAB. 2-1

TAB. 2-1-Abordagem dos modelos apresentados usada nos fenômenos internos ao compressor.

	Troca de calor com ambiente.	Troca de calor na câmara de descarga.	Queda de pressão na tubulação de descarga.	Queda de pressão na válvula de descarga.	Comportamento do fluido durante a compressão.	Troca de calor na câmara de aspiração por convecção.	Queda de pressão na válvula de aspiração.
Neste trabalho	Radiação + convecção natural.	EQ. (3-4) usando $\alpha=f(\text{Re},\text{Pr})$	Desprezível	Desprezível	Solução numérica	EQ. (3-4) usando $\alpha=f(\text{Re},\text{Pr})$	Desprezível
Ndiaye e Bernier (2010)	Radiação + convecção natural.	$\dot{Q} = \dot{m}C_p\Delta T$ usando C_p constante.	Atrito na tubulação de descarga interna ao compressor.	Desprezível	Politrópico com expoente constante.	EQ. (3-4) usando $\alpha=50 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$	Desprezível
Navarro et al (2007)	Não foi avaliada.	EQ. (3-4) usando $\alpha=f(\text{Re},\text{Pr})$	Desprezível	Isoentálpica.	Isentrópico + vazamentos + condensação.	Proporcional as perdas elétricas e mecânicas	Isoentálpica.
Duprez et al (2007)	Não foi avaliada.	Desprezível	Desprezível	Desprezível	Isentrópico	EQ. (3-4) com αS constante e obtido dos dados do compressor.	Isoentálpica.
Winandy et al (2002)	EQ. (3-4) com αS constante e obtido dos dados do compressor.	EQ. (3-4) com αS constante e obtido dos dados do compressor.	Desprezível	Isoentálpica.	Isentrópico	EQ. (3-4) com αS constante e obtido dos dados do compressor.	Um processo isotrópico e outro isobárico.

Uma análise da TAB. 2-1 revela uma evolução nos modelos quanto à consideração de um maior número de fenômenos envolvidos no processo de compressão. Nos trabalhos apresentados por Winand *et al* (2002), Duprez *et al* (2007), Navarro *et al* (2007) os autores mencionam a necessidade de um processo identificação estatístico de parâmetros usando dados do compressor. Esses autores, nesta ordem, identificaram 11, 4 e 10 parâmetros, viu-se que considerar a queda de pressão nas válvulas de descarga, implica em um maior número de parâmetros a ser identificados que demanda mais recurso computacional e dados dos fabricantes, portanto alguns autores e neste trabalho esses fenômenos serão desprezados. O modelo de Duprez *et al* (2007) tinha como objetivo principal apresentar um método de cálculo mais simples, capaz de prever o comportamento de um compressor alternativo e de um compressor do tipo caracol. O modelo foi validado em cinco compressores alternativos diferentes, cada um com um fluido de trabalho diferente: R-12, R-22, R-134a, R-404A e R-407C. O modelo de Winand *et al* (2002) foi validado em um compressor a R-12, o modelo de Ndiaye e Bernier (2010) foi validado em um compressor a R-22. No trabalho de Navarro *et al* (2007), não foi mencionado o fluido utilizado. No presente trabalho, o modelo foi validado em um banco de testes de máquinas frigoríficas dotada de um compressor a R-134a.

3. MODELO MATEMÁTICO PROPOSTO

Um modelo matemático de um compressor deve prever as variáveis de saída do modelo a partir das variáveis de entrada. Essas últimas são independentes do compressor, isto é, o compressor não exerce influência direta sobre elas. É importante notar que necessariamente nem todas as variáveis de entrada do modelo do compressor são variáveis de entrada do compressor propriamente dito. O mesmo se aplica às variáveis de saída do modelo do compressor e às variáveis de compressor. Por exemplo, a pressão na descarga do compressor é uma variável de saída do compressor, mas ela é também uma variável de entrada do modelo do compressor, pois o valor dessa pressão não é influenciado pelo compressor, mas sim pelo componente posterior ao compressor, como, por exemplo, o condensador em um sistema de refrigeração padrão. De fato, em uma máquina frigorífica, a pressão na saída do compressor depende diretamente da fonte quente, que absorve o calor rejeitado pelo condensador. Por exemplo, quando a temperatura da fonte quente se eleva, a temperatura do fluido de trabalho no condensador responde, também aumentando. Assim, a pressão de condensação aumenta. O mesmo aplica-se à pressão na entrada do compressor, que depende da fonte fria, e não do compressor. Quanto maior a temperatura da fonte fria, maior serão a temperatura e a pressão de evaporação. A temperatura de entrada do compressor também é uma variável de entrada, pois ela depende apenas da temperatura de evaporação e do grau de superaquecimento no evaporador. Ratificando, o compressor não tem influência direta sobre estes parâmetros. A rotação do compressor (imposta pelo motor elétrico), a geometria e as condições ambientais (gravidade, pressão atmosférica e temperatura ambiente) também são variáveis de entrada para o compressor. A FIG.3-1 mostra um diagrama das variáveis de entrada e de saída de um modelo padrão de compressor.



FIG.3-1 - Diagrama representando as variáveis de entrada e saída do modelo do compressor.

Para desenvolver o modelo matemático proposto, o compressor foi dividido em três volumes de controle: a região de pré-compressão, a câmara de compressão e a região de pós-compressão. Para cada um destes volumes de controle, um submodelo foi elaborado. A seguir, esses submodelos são discutidos.

3.1. Modelo para a câmara de compressão

Para modelar a câmara de compressão é fundamental conhecer o comportamento da pressão do fluido de trabalho em função do volume da câmara de compressão. Na etapa de compressão e expansão, as válvulas de descarga e aspiração estão fechadas. Assim, a câmara de compressão deve ser tratada como um sistema fechado (massa de controle), e não como um sistema aberto (volume de controle). O estado 1 do diagrama da FIG.2-3 é representado na FIG. 3-2 pelo estado “A”. Essa figura mostra também o estado B, correspondendo a um pequeno deslocamento do cilindro.

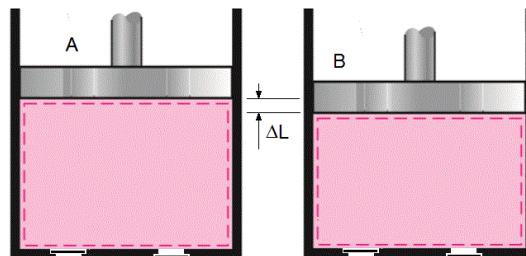


FIG. 3-2 - Diagrama de discretização da compressão

Aplicando-se a 1ª lei da termodinâmica para o processo A-B chega-se a:

$$U_B - U_A = Q + W \quad (3-1)$$

O trabalho no processo A-B é dado por:

$$W = \int_A^B P dV \quad (3-2)$$

A solução analítica da integral do lado direito desta equação pode ser obtida admitindo-se que a evolução da pressão em função do volume obedece aos seguintes processos (citados no capítulo anterior): uma compressão isotérmica, uma compressão isotrópica ou uma compressão politrópica.

Neste trabalho, a curva de compressão será obtida por meio de um método numérico iterativo. Para isso, supõe-se que o deslocamento ΔL indicado na FIG. 3-2 seja pequeno o suficiente para que a pressão no processo A-B possa ser considerada constante. Assim, a EQ. (3-2) pode ser aproximada pela EQ. (3-3). Para determinar o quanto ΔL deve ser pequeno, realizou-se um teste de malha espacial (apresentado posteriormente com os resultados). Com base neste teste, chegou-se à conclusão de que o deslocamento total do cilindro (L) deve ser dividido em quatrocentas partes ($\Delta L = L/400$) suficientemente pequeno para que a aproximação realizada seja válida.

$$W = P(V_B - V_A) \quad (3-3)$$

A transferência de calor no processo A-B ocorre por convecção entre o gás e a parede do cilindro. Para avaliar esse calor foi utilizada a lei de resfriamento de Newton, apresentada por Incropera *et al* (2008):

$$Q = \alpha \cdot S \cdot (T_{Gás} - T_{Parede}) \quad (3-4)$$

Segundo estudos apresentados por Adair *et al* (1972), a temperatura da parede do cilindro sofre pequenas variações durante um ciclo em regime permanente. Por isso, essa temperatura foi tratada como constante. Seguindo a aproximação adotada por Yang *et al* (2012), a temperatura da parede foi considerada igual à média aritmética entre a temperatura do gás na entrada e na saída da câmara de compressão. A temperatura do gás na entrada da câmara de compressão é uma variável de saída do submodelo da região de pré-compressão, mas a temperatura de descarga é uma variável de saída do submodelo da região de pós-compressão. Por isso, no submodelo da câmara de compressão, o valor desta temperatura foi inicialmente suposto e, posteriormente, corrigido por meio de um procedimento iterativo. Os detalhes deste cálculo serão explicados na secção 3.3, onde é descrito o procedimento computacional.

Há muitas correlações disponíveis na literatura para estimar a transferência de calor entre o gás e a parede do cilindro. Neste trabalho, foi escolhida a correlação de Disconzi *et al*

(2012), que é específica para cada uma das quatro etapas do ciclo do compressor, conforme a EQ.(3-5) e a TAB. 3-1.

$$Nu = a.Re^b Pr^c \quad (3-5)$$

TAB. 3-1 - Constantes para cada etapa do ciclo de compressão.

Etapa	a	b	c
Compressão	0,08	0,8	0,6
Descarga	0,08	0,8	0,6
Expansão	0,12	0,8	0,6
Aspiração	0,08	0,9	0,6

O intervalo de tempo Δt gasto em cada deslocamento ΔL pode ser calculado em função da geometria e da velocidade de rotação do compressor. Assim, a taxa de transferência de calor expressa pela EQ.(3-5) multiplicada por Δt fornece o calor Q no processo A-B. O trabalho de compressão neste processo, dado pela EQ.(3-5), também pode ser calculado. Por sua vez, a energia interna do gás no estado A pode ser obtida a partir da pressão e da temperatura do gás na entrada da câmara de compressão (a presença de óleo lubrificante misturado no fluido frigorífico é desprezada). Assim, a única variável desconhecida na EQ. (3-1) é a energia interna no estado B. Como a massa não varia no processo A-B, o volume específico e energia interna específica do instante B podem ser obtidas, permitindo a determinação das demais propriedades termodinâmicas do gás no estado B. Uma vez que esses valores são obtidos, o procedimento é repetido, subtraindo-se sempre o deslocamento ΔL para achar o novo volume da câmara de combustão, de modo que as propriedades termodinâmicas em estados subsequentes (C, D, etc) são obtidas até que o estado final da compressão seja atingido. Se o valor da temperatura do gás neste estado não for igual aquele usado para estimar a temperatura da parede do cilindro (média aritmética entre as temperaturas do gás no início e no final da compressão), os cálculos são retomados, considerando-se a temperatura calculada do gás no final da compressão. Este procedimento iterativo é repetido até que a convergência na temperatura do gás no final da compressão seja atingida. Na etapa de expansão, o mesmo procedimento é adotado. Parte-se do estado final correspondente à compressão, acrescentando-se um deslocamento ΔL de cada vez. Uma vez obtido o ciclo de compressão, as variáveis de saída na câmara

de compressão são conhecidas. A vazão mássica é dada pela equação EQ.(3-6), onde os volumes referem-se à FIG.2-3 e ρ_{EC} é a massa específica na entrada da câmara de compressão.

$$\dot{m} = (V_1 - V_3)\rho_{EC}N \quad (3-6)$$

3.2. Submodelos para a pré-compressão e pós-compressão

Para desenvolver e validar experimentalmente o modelo matemático do compressor usando apenas o modelo da câmara de compressão seria necessário usar as temperaturas e pressões na entrada e na saída desta câmara. Na prática, devido às características construtivas dos compressores, é difícil a instalação de sensores para medir diretamente tais grandezas. Embora seja possível modificar o compressor para permitir tal acesso, conforme discutido por Winandy *et al* (2002), este procedimento, além de muito invasivo, pode danificar o compressor e/ou alterar o seu desempenho. Uma alternativa é acoplar ao modelo da câmara de compressão dois submodelos: um para a região de pré-compressão e outro para a região de pós-compressão. De fato, como a entrada da primeira região e a saída da segunda região são a entrada e a saída do compressor, as temperaturas e pressões nestas extremidades são de fáceis aquisições. Para esses submodelos deve-se quantificar o maior número de fenômenos possíveis, uma vez que submodelos muito simples podem impactar negativamente nas incertezas de saída do modelo, como foi apresentado por Duarte *et al* (2014).

O Anexo 1 apresenta a os desenhos detalhado do compressor modelado neste trabalho. A FIG. 3-3 é um esquema simplificado do compressor usado neste trabalho. Esta figura mostra o trajeto do fluido refrigerante, que percorre um pequeno trecho de tubulação depois entra em uma região denominada de câmara de aspiração antes de entrar na câmara de compressão, constituída de dois cilindros. Após a compressão, o fluido passa uma região denominada de câmara de descarga. Em cada uma destas duas regiões, o fluido sofre uma queda de pressão. No presente trabalho, é adotada a mesma simplificação feita por Ndiaye e Bernier (2010), que desprezou a queda de pressão nestas tubulações.

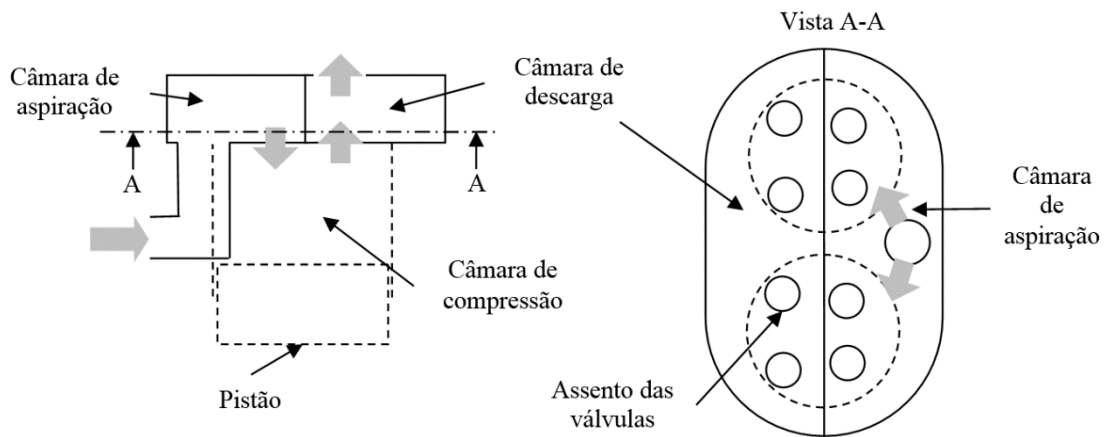


FIG. 3-3 - Esquema simplificado das câmaras de descarga e compressão

Nos submodelos das regiões de pré-compressão e de pós-compressão, as trocas de calor entre o fluido refrigerante e as paredes das câmaras de aspiração e de descarga devem ser consideradas. As equações nestas regiões são resolvidas simultaneamente. Adotando-se um volume de controle para cada câmara, conforme ilustrado na FIG. 3-4, aplica-se a primeira lei da termodinâmica para cada volume. Como não há a variação no volume da câmara, não há realização de trabalho. Desprezando-se as variações de energias cinéticas e potencial, obtêm-se a seguinte equação:

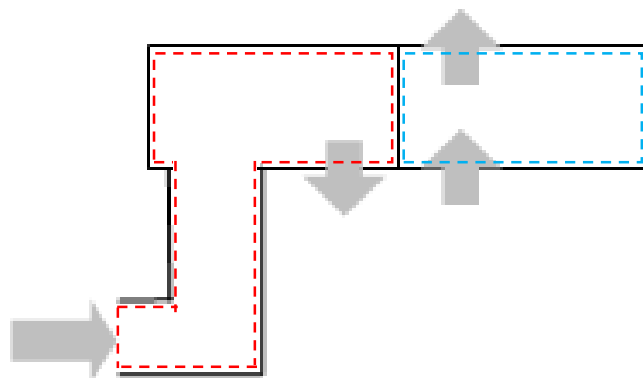


FIG. 3-4 - Volumes de controle adotados para as câmaras de aspiração e descarga.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{ent} - h_{sai}) \quad (3-7)$$

Há várias trocas de calor envolvendo as câmaras de aspiração, de compressão e de descarga. Algumas delas ocorrem por convecção e outras por radiação térmica. No presente modelo, as trocas de calor por condução nas paredes não são consideradas, pois as temperaturas na face externa e interna de cada parede são consideradas iguais. A seguir, são listadas todas as taxas de transferência de calor usadas nos modelos das câmaras de aspiração e de descarga (os índices *a*, *c* e *d* referem-se às câmaras de aspiração, de compressão e de descarga e o índice *e* refere-se ao meio exterior):

- $\dot{Q}_{cic(ae)}$ —Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de aspiração e a parede entre essa câmara e o exterior.
- $\dot{Q}_{cic(ac)}$ - Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de aspiração e a parede entre essa câmara e a câmara de compressão.
- $\dot{Q}_{cic(ad)}$ - Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de aspiração e a parede entre essa câmara e a câmara de descarga.
- $\dot{Q}_{cic(de)}$ —Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de descarga e a parede entre essa câmara e o exterior.
- $\dot{Q}_{cic(dc)}$ - Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de descarga e a parede entre essa câmara e a câmara de compressão.
- $\dot{Q}_{cic(da)}$ - Troca de calor por convecção interna entre o gás na câmara de descarga e a parede entre essa câmara e a câmara de aspiração.
- \dot{Q}_{cit} - Troca de calor por convecção interna entre o gás na tubulação de aspiração e a parede da tubulação.
- $\dot{Q}_{cv(a)}$ - Troca de calor por convecção natural entre o ar e a parede vertical da câmara de aspiração.
- $\dot{Q}_{ch(a)}$ - Troca de calor por convecção natural entre o ar e a parede horizontal da câmara de aspiração.
- $\dot{Q}_{cv(d)}$ - Troca de calor por convecção natural entre o ar e a parede vertical da câmara de descarga.
- $\dot{Q}_{ch(d)}$ - Troca de calor por convecção natural entre o ar e a parede horizontal da câmara de descarga.
- $\dot{Q}_{rad(a)}$ —Troca de calor por radiação entre as paredes da câmara de aspiração e o ambiente externo.

- $\dot{Q}_{rad(a)}$ —Troca de calor por radiação entre as paredes da câmara de descarga e o ambiente externo.
- $\dot{Q}_{rad(c)}$ —Troca de calor por radiação entre as paredes da câmara de compressão e o ambiente externo.

As taxas de calor supracitadas são mostradas na FIG. 3-5, nela também são apresentadas as superfícies isotérmicas e suas respectivas temperaturas, onde cada cor representa uma superfície diferente.

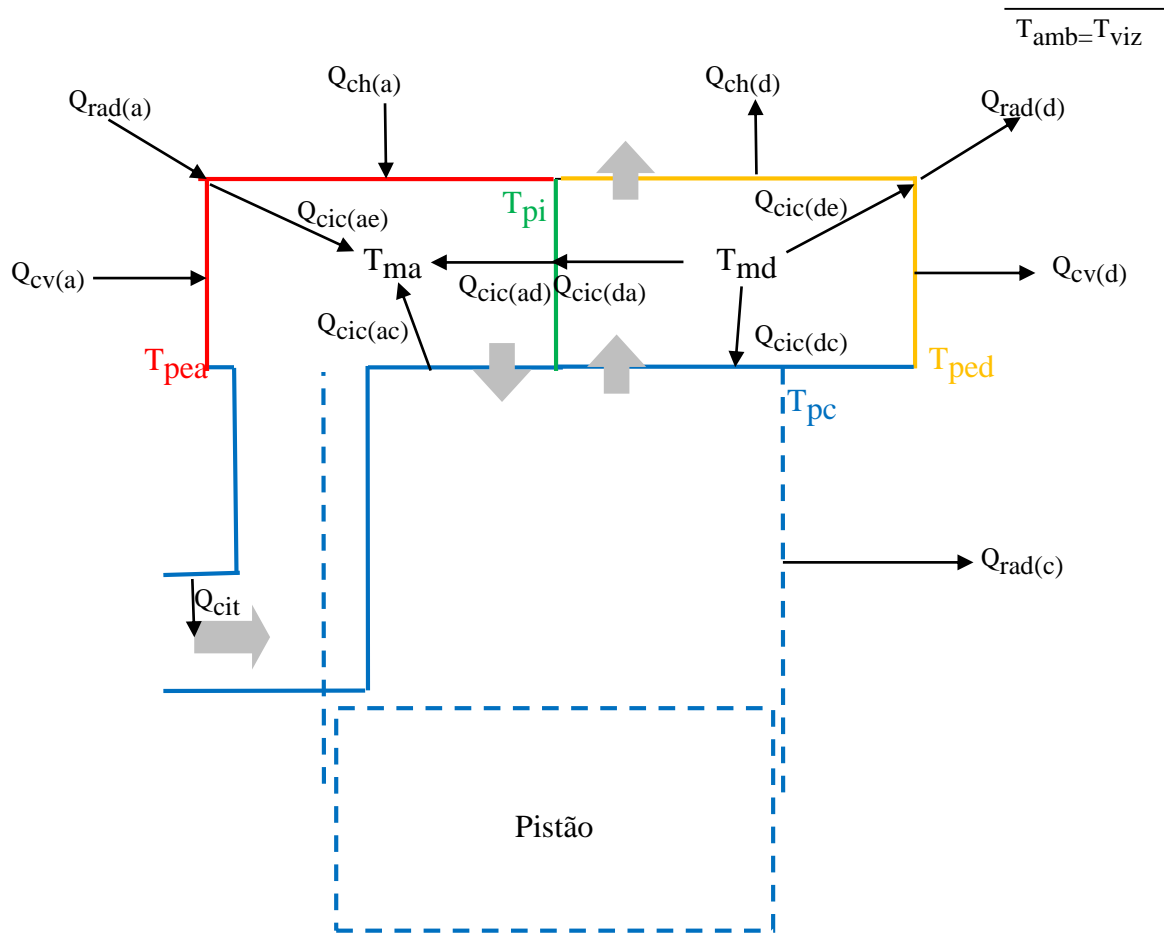


FIG. 3-5 - Esquema mostrando as trocas de calor presentes no compressor (representadas por setas) e as superfícies consideradas isotérmicas (cada uma representada por uma linha de cor específica).

A troca de calor por convecção é quantificada pela EQ. (3-4), enquanto a troca de calor por radiação pode ser calculada pela EQ. (3-8), apresentada por Incropera *et al* (2008). A

emissividade $\varepsilon = 0,87$ é recomendada pelo manual da ASHRAE (2009) para uma superfície metálica pintada.

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma S (T_p^4 - T_{viz}^4) \quad (3-8)$$

Para determinar o coeficiente convectivo necessário à EQ. (3-4) serão utilizadas as correlações para convecção natural apresentadas pelo manual da ASHRAE (2009) em função do número de Rayleigh (Ra), dado pela EQ. (3-9), e do número de Prandtl (Pr). Como o número Rayleigh é função da temperatura, mais um processo iterativo é necessário para as equações dos modelos das câmaras de compressão e de descarga.

$$Ra = \frac{g \beta \rho^2 (T_p - T_\infty) L^3}{\mu^2} Pr \quad (3-9)$$

Para uma superfície vertical, o manual da ASHRAE (2009) apresenta as duas correlações a seguir (válidas para a condição de temperatura da parede constante):

$$Nu = 0,68 + \frac{0,67 Ra^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad 10^{-1} < Ra < 10^9 \quad (3-10)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad 10^9 < Ra < 10^{12} \quad (3-11)$$

Segundo o manual da ASHRAE (2009), para uma superfície horizontal, existem as seguintes correlações para faixas de número de Rayleigh diferentes que devem ser usadas para troca de calor em uma superfície superior aquecida ou uma superfície inferior resfriada:

$$Nu = 0,96 Ra^{1/6} \quad 1 < Ra < 200 \quad (3-12)$$

$$Nu = 0,59 Ra^{1/4} \quad 200 < Ra < 10^4 \quad (3-13)$$

$$Nu = 0,54 Ra^{1/4} \quad 2,2 \cdot 10^4 < Ra < 8 \cdot 10^6 \quad (3-14)$$

$$Nu = 0,15 Ra^{1/3} \quad 8 \cdot 10^6 < Ra < 1,5 \cdot 10^9 \quad (3-15)$$

Nestas correlações, o comprimento característico é determinado pela razão entre a área da superfície e seu perímetro.

Outra forma de troca de calor é o aquecimento do fluido na tubulação aspiração, que ocorre por convecção forçada interna. Em geral, o fluido sai de uma garrafa de líquido (acumulador) e percorre um trecho de tubulação antes de entrar no compressor. Nesta tubulação, o escoamento pode ser tratado como completamente desenvolvido. Para um escoamento interno e desenvolvido, o manual da ASHRAE (2009) apresenta as correlações dadas pelas EQs. (3-16) e (3-17), sendo a primeira para escoamento laminar e a segunda para escoamento turbulento. A segunda correlação é função do número de Prandtl e do número de Reynolds, esse último dado pela EQ. (3-18). O expoente n na EQ. (3-17) vale 0,3 quando o fluido é resfriado, e 0,4 quando o fluido é aquecido.

$$Nu = \frac{\alpha}{K D_{tub}} = 3,66 \quad (3-16)$$

$$Nu = \frac{\alpha}{K D_{tub}} = 0,023 Re^{4/3} Pr^n \quad (3-17)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\mu \pi D_{tub}} \quad (3-18)$$

A última forma de troca de calor ocorre por convecção forçada nas paredes internas das câmaras de compressão e de descarga. Nos balanços de energia nessas regiões, foi adotado as EQs. (3-16) e EQ. (3-17) para calcular os coeficientes de troca de calor, que envolvem um diâmetro hidráulico. No entanto, as geometrias dessas câmaras são complexas, e o escoamento é de difícil caracterização. Por isso, para avaliar os diâmetros hidráulicos das duas câmaras, utilizou-se o método de identificação estatístico de parâmetros proposto por Winand *et al* (2002), Duprez *et al* (2007) e Navarro *et al* (2007). De fato, o espaço nocivo do compressor também não é conhecido, de modo que esse parâmetro também precisou ser identificado. No presente trabalho, o método de identificação de parâmetros consistiu em usar o modelo do compressor, ajustando os diâmetros hidráulicos das referidas câmaras e o volume do espaço nocivo do compressor até que as vazões de refrigerante obtidas implicaram capacidades de refrigeração, a menos de um erro pré-definido, iguais às aquelas fornecidas pelo fabricante do compressor para diferentes pontos de operação. A estratégia de solução numérica usada foi a técnica “Variable Metric Optimization Method” do programa do EES.

No modelo representado na FIG. 3-5, existem quatro temperaturas a princípio desconhecidas. Estas temperaturas só podem ser encontradas através de equações implícitas, logo

na solução implementada no computador elas serão inicializadas com valores aproximadas e corrigidas a cada iteração. Uma solução para um cálculo iterativo com várias equações implícitas pode facilmente divergir, então importa arranjar as equações de forma a restringir as variáveis desconhecidas. Várias alternativas foram testadas, a que obteve um melhor resultado foi organizar as transferências de calor em resistências térmicas.

É possível expressar as trocas de calor usando a analogia entre a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) gerada por uma diferença de temperatura (ΔT) e a taxa de transferência de carga elétrica (corrente elétrica) gerada por uma diferença de potencial elétrico (tensão elétrica). Assim como existe uma resistência elétrica associada à corrente elétrica, há uma resistência térmica associada ao fluxo de calor. Definindo-se a resistência (elétrica ou térmica) como o quociente entre o potencial motriz (tensão ou diferença de temperatura) e a consequente taxa de transferência (corrente elétrica ou calor), segue-se que a resistência térmica é dada por:

$$R = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} \quad (3-19)$$

Combinando a EQ. (3-4) com as EQs. (3-8) e (3-19), deduz-se que as resistências elétricas por convecção e por radiação térmica são dadas por:

$$R_{conv} = \frac{1}{\alpha S} \quad (3-20)$$

$$R_{rad} = \frac{\Delta T}{\varepsilon \sigma S (T_p^4 - T_{viz}^4)} \quad (3-21)$$

A FIG. 3-6 pode representar um circuito térmico ou elétrico, o valor do potencial elétrico “T” ou temperatura “T”, pode ser dado pela EQ. (3-22). Na eletrônica o circuito a abaixo é conhecido como divisor de tensão. A vantagem de se utilizar essa abordagem é que a temperatura “T” fica restrita entre as temperaturas das extremidades o que facilita a convergência de uma solução iterativa implícita.

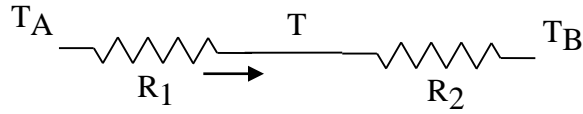


FIG. 3-6 - Circuito térmico exemplificando a utilização do divisor de tensão.

$$T - T_B = \frac{(T_A - T_B)R_2}{R_1 + R_2} \quad (3-22)$$

3.3. Procedimento computacional

Conforme discutido, o modelo do compressor implica várias iterações. O método computacional utilizado é apresentado a seguir.

Para simplificar a programação do modelo computacional, esse foi dividido em três partes: um programa principal e duas rotinas. O algoritmo que foi implementado no programa principal é apresentado na FIG. 3-7, e os algoritmos dos submodelos para câmara de compressão e as câmaras de aspiração e descarga estão apresentados respectivamente nas FIG. 3-8 e FIG. 3-9.

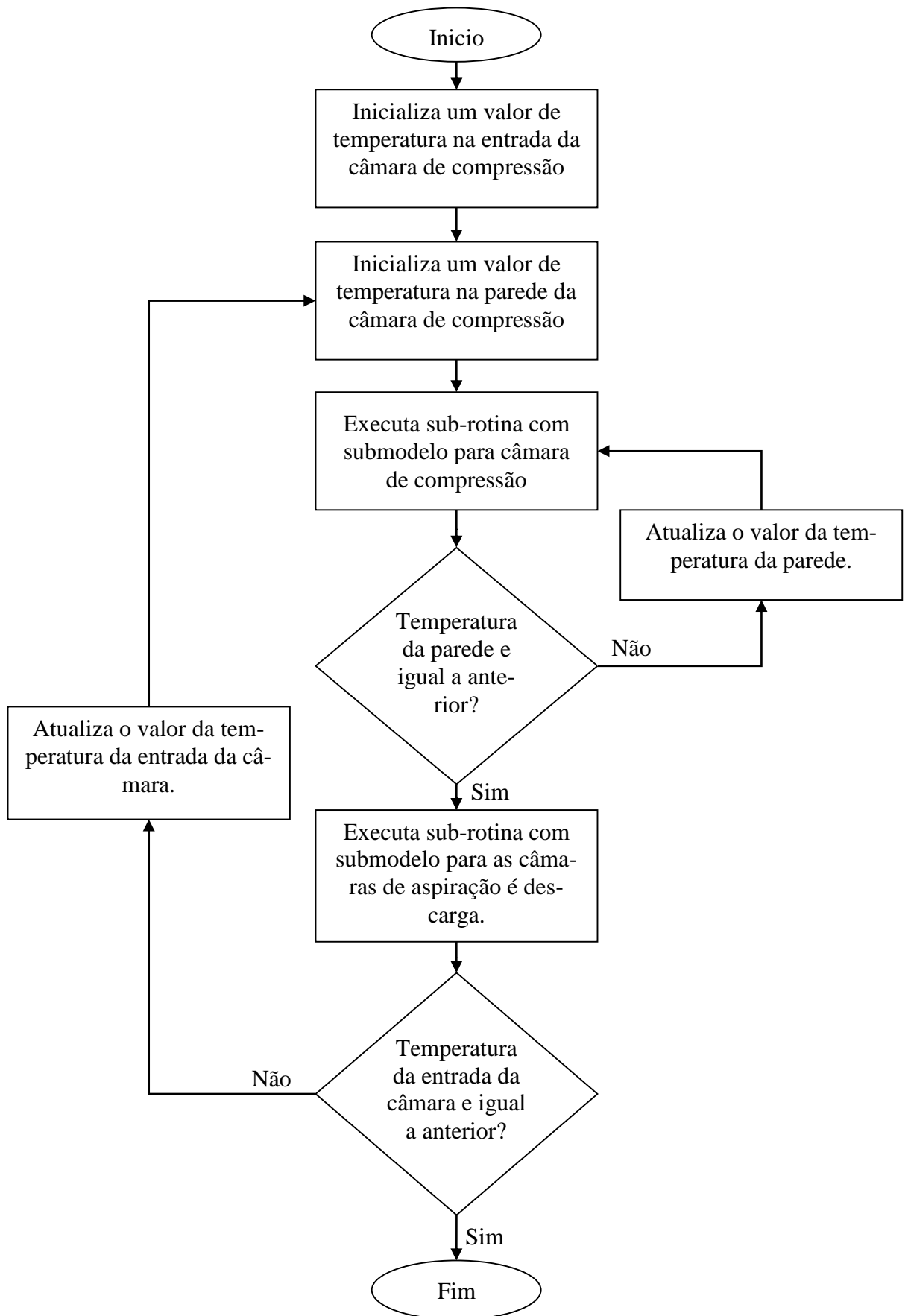


FIG. 3-7 - Algoritmo a ser implementado no programa principal.

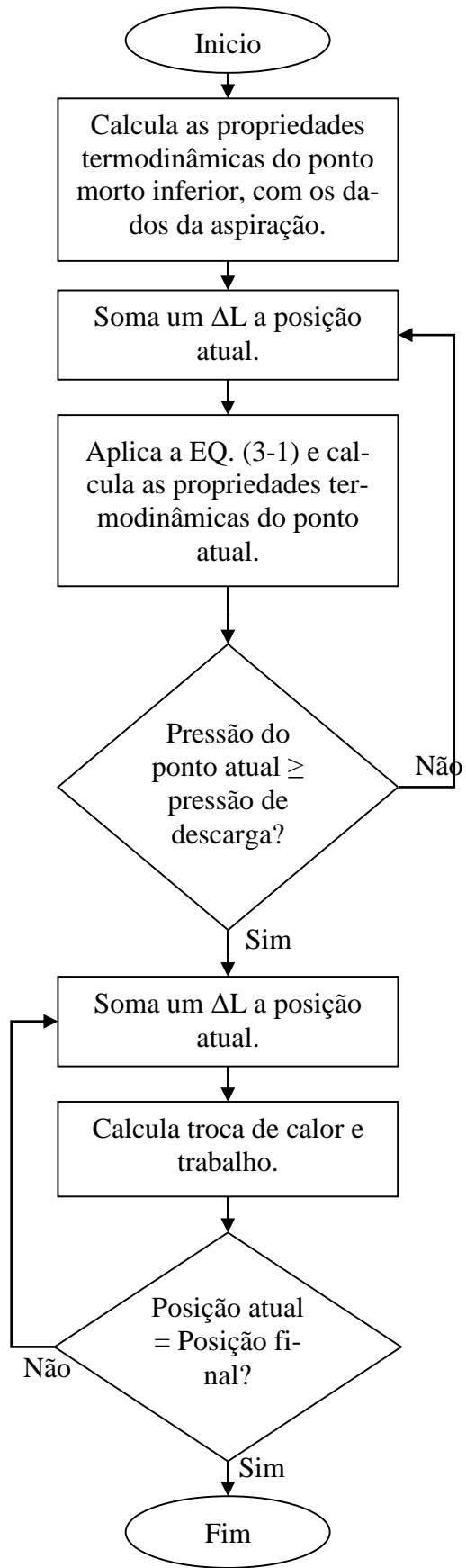


FIG. 3-8 - Algoritmo a ser implementado na sub-rotina para o sub modelo para câmara de compressão

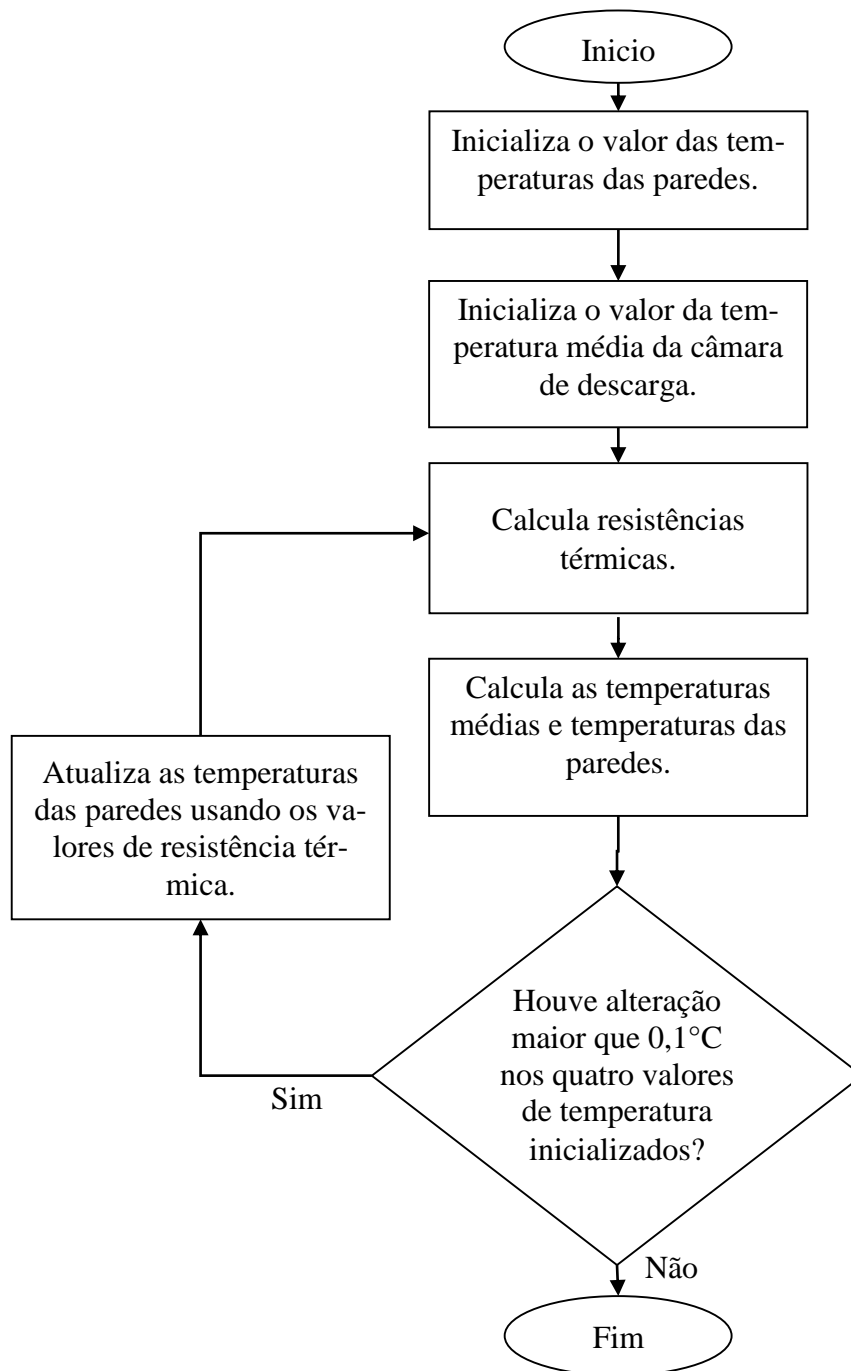


FIG. 3-9 – Algoritmo necessário cálculo do modelo térmico para as câmaras de aspiração e descarga.

Para implementar o modelo foi escolhido como plataforma de desenvolvimento o EES. A escolha do EES como plataforma para desenvolver o modelo fundamenta-se em suas

bibliotecas para cálculo de propriedades termodinâmicas e cálculos de incertezas. O programa desenvolvido no EES para calcular os algoritmos apresentados está apresentado no Apêndice 1.

4. MATERIAIS E MÉTODOS.

4.1. Dispositivo experimental usado na validação do modelo

Para validar o modelo, faz-se necessário comparar os seus resultados com resultados experimentais. Para isso foi utilizado a bancada de ensaios (FIG. 4-1) do Laboratório Pesquisa do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.



FIG. 4-1 – Foto da bancada de teste utilizada para validação do modelo.

A bancada é uma máquina frigorífica, instrumentada e dotada de controladores de temperaturas, e que opera segundo o ciclo de compressão de vapor com o refrigerante R-134a (FIG. 4-2). A bancada tem capacidade de refrigeração máxima de 3 kW, e pode trabalhar com água ou ar como fluidos secundários, tanto no circuito de alta pressão (condensação do R-134a), quanto no circuito de baixa pressão (evaporação do R-134a). Neste trabalho, a água foi usada como fluido secundário.

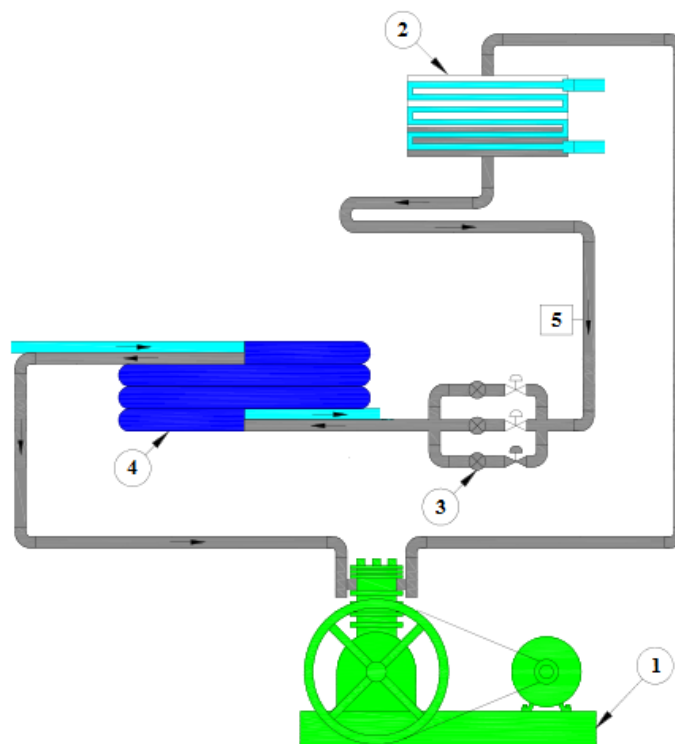


FIG. 4-2 - Circuito de R134a da bancada de teste, onde 1-compressor, 2-condensador, 3-válvulas de expansão, 4-evaporador e 5-medidor de vazão (adaptado de Maia, 2005)

O condensador a água é do tipo casco e tubo (refrigerante do lado do casco e água no interior dos tubos) e pode dissipar até 6 kW de calor. O circuito de água do condensador, mostrado na FIG. 4-3, é composto por dois reservatórios de água, sendo um de água quente, que retorna para o condensador, e o outro de água fria, proveniente da rede de abastecimento. A temperatura da água na entrada do condensador é ajustada misturando-se as águas dos dois tanques através da abertura manual das válvulas que se encontram na saída de cada reservatório.

O sistema é dotado de três dispositivos de expansão, que são colocados em operação utilizando-se registros manuais montados a jusante de cada dispositivo. Um dos dispositivos a de expansão é uma válvula de expansão manual do tipo agulha, o outro é uma válvula eletrônica e o último é uma válvula termostática.

O evaporador consiste de um tubo envelope e três tubos de cobres internos. O fluido frigorífico percorre o interior dos tubos internos e a água circula no espaço anular em contra corrente. Como fluido secundário, foi utilizado uma mistura composta de 20 % do volume de Etilenoglicol e 80 % de água. O circuito de água de refrigeração, mostrado na FIG. 4-4, é dotado de uma resistência de aquecimento de 6 kW. A temperatura da água é

controlada por um controlador PID (Proporcional Integral e Derivativo), que atua na resistência, controlando o disparo de um conjunto de tiristores. A temperatura da água é medida por uma termoresistência.

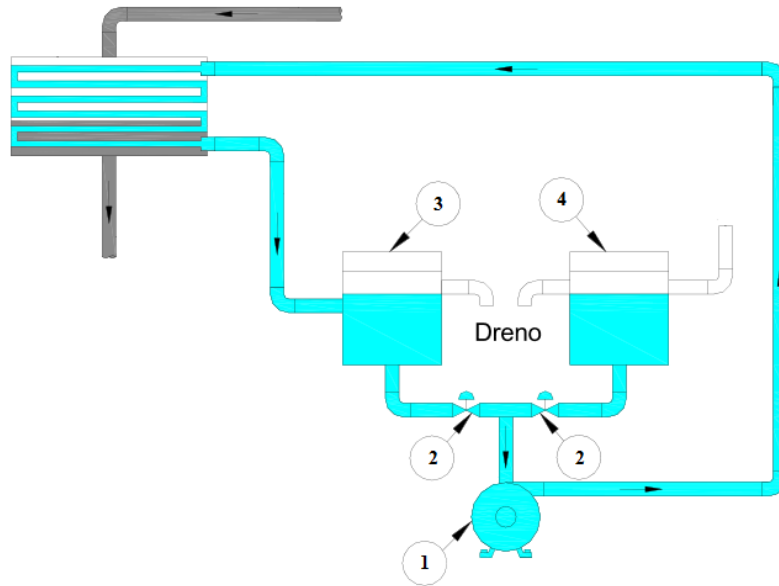


FIG. 4-3 - Circuito de água do condensador, onde 1-Bomba, 2-Válvulas, 3-Reservatório de água quente e 4-Reservatório de água fria (Maia, 2005).

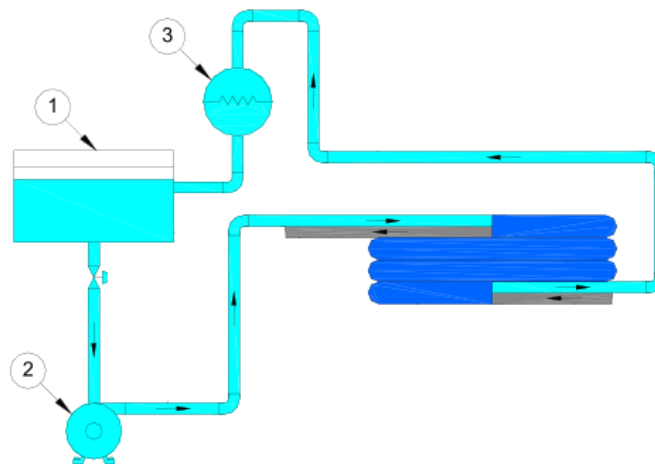


FIG. 4-4 - Circuito de água do evaporador, onde 1-Bomba, 2-Reservatório de água e 3-Resistência elétrica (Maia, 2005).

A bancada possui um compressor do tipo alternativo aberto, fabricado pela Bitzer, modelo III, dotado de duas câmaras de compressão. O diâmetro dos pistões é de 50 mm e o curso do cilindro é de 40 mm, correspondendo uma cilindrada de 157 cm³. A capacidade máxima de refrigeração é de 7,56 kW. O desenho detalhado do compressor fornecido pelo

fabricante é apresentado no Anexo 1, do qual foram retiradas as relações geométricas necessárias para alimentar o modelo, e que estão apresentadas na TAB. 4-1.

TAB. 4-1- Relações geométrica do compressor usadas pelo modelo.

Descrição	Valor
Comprimento do duto de aspiração	110 mm
Diâmetro do duto de aspiração	14 mm
Perímetro das câmaras de aspiração e descarga que troca calor com o ambiente.	215 mm
Perímetro das câmaras de aspiração e descarga onde há troca calor entre as câmaras.	150 mm
Largura das câmaras de aspiração e descarga	40 mm
Altura das câmaras de aspiração e descarga	21 mm
Área da base/teto da câmara de aspiração e descarga	4506 mm ²
Superfície externa as câmaras de compressão onde há de troca de calor com o ambiente	70602 mm ²
Altura externa as câmaras de compressão para de troca de calor	100 mm

O compressor é acionado através de um sistema de correia e polias por um motor elétrico assíncrono, trifásico de 1720 rpm e 3 cv. O motor é acionado por um inversor de frequência fabricado pela WEG, modelo CFW08, que possibilita a variação de velocidade de rotação. Um sistema de medição de velocidade fotoelétrico, montado junto à polia do compressor, fornece, com uma precisão de 5 rpm, a velocidade de rotação do compressor.

Para realização dos ensaios experimentais, termopares e manômetros do tipo Bourdon foram instalados na entrada e na saída do compressor. A lista de instrumentos utilizado durante os ensaios, bem como a suas principais características metrológicas, estão apresentadas na TAB. 4-2.

TAB. 4-2- Instrumentação utilizada.

Descrição	Unidade	Faixa	Incerteza
Medidor de vazão Tipo Coriolis.	Kg/h	15 a 200	0,675
Termopar tipo T	°C	-	0,5
Manômetro tipo Bourdon (Saída)	psi	0 a 500	2,5
Manômetro tipo Bourdon (Entrada)	psi	-30 a 350	1

4.2. Análise de Incerteza

Como nenhuma medição é perfeita, em todo processo de medição existe uma incerteza. Por isso, optou-se por apresentar os resultados do modelo com a incerteza proveniente das medições das variáveis de entrada do modelo. Supondo que uma variável de saída do modelo (Y) seja calculada em função das variáveis de entrada (X_i), a seguinte equação pode ser escrita:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \quad (4-1)$$

A incerteza combinada de uma variável de saída é dada pela EQ. (4.2), apresentada pela norma ISO (1998), que, segundo Klein e Alvarado (2013), faz parte da biblioteca do programa Engineering Equations Solver (EES). Como simplificação, neste trabalho, será considerado que as medições das variáveis de entrada são estatisticamente aleatórias e não correlacionadas.

$$u(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i}\right)^2 u^2(X_i)} \quad (4-2)$$

Alguns mensurandos locais, como a pressão, a temperatura e a vazão mássica, dentre outras grandezas, não são constantes no tempo. Mesmo quando o compressor opera em regime permanente, essas variáveis oscilam temporalmente, como ilustrado na FIG. 4-5. Em outros casos, o sistema de aquisição de dados (instrumentação de medidas e a placa de aquisição de dados) apresenta ruídos de medição. Para esses mensurandos, foi considerada uma oscilação dentro de certos limites (superior e inferior), entre os quais foi considerado valores com uma distribuição de probabilidade retangular. Segundo Albertazzi e

Souza (2008), para uma distribuição desse tipo, a incerteza padrão é dada pela amplitude da oscilação dividido por $\sqrt{3}$.

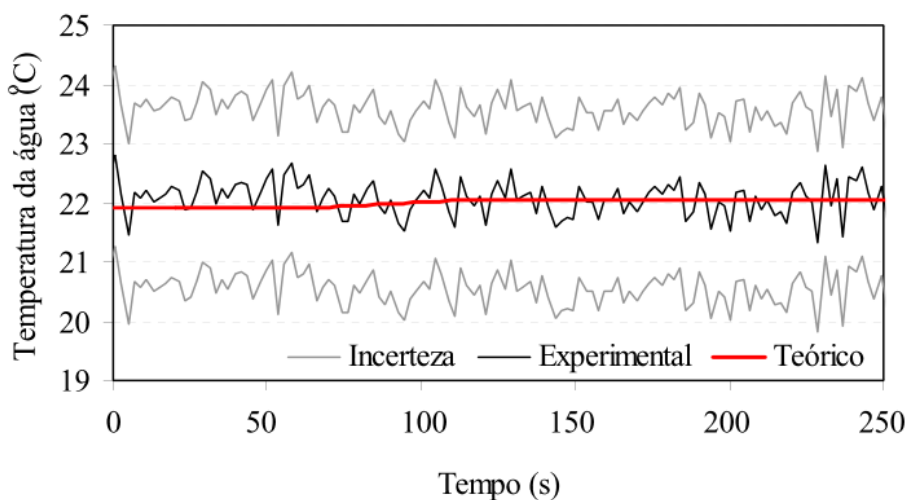


FIG. 4-5 - Exemplo de oscilação em torno de um valor médio de uma variável em regime permanente (Maia, 2005)

4.3. Metodologia usada nos ensaios experimentais

Para validar o modelo, é necessário variar as condições de operação do compressor. Como a bancada permite várias na velocidade de rotação do compressor, foram escolhidas as rotações de 900 rpm, 1000 rpm e 1100 rpm. A pressão na saída do compressor (pressão de alta) e a pressão na entrada (pressão de baixa) também podem ser variadas. Assim, para variar a pressão de alta, a temperatura de condensação foi ajustada nos valores de 44°C, 50°C e 54°C, e para variar a pressão de baixa, a temperatura da água na entrada do evaporador foi ajustada nos valores de 20°C, 15°C, 10°C e 5°C, proporcionando temperaturas de evaporação inferiores a esses valores de aproximadamente 10°C. A máquina não pode operar com a combinação de 44°C para a temperatura de condensação e 20°C para a temperatura da água em nenhuma das rotações.

Um total de trinta e três ensaios foram conduzidos inicialmente entre os dias 3 e 10 de Janeiro de 2014. Posteriormente, viu-se a necessidade de repetir alguns ensaios, que foram realizados nos dias 28 de Janeiro e 10 de Fevereiro de 2014. Uma tabela com todos os registros de ensaios experimentais realizados é apresentada no Apêndice 2.

Conforme mencionado anteriormente, além de alguns valores medidos nos ensaios e de valores referentes à geometria do compressor, o modelo matemático é alimentado também com as condições ambientais sob as quais o compressor opera. Para cada ponto de operação realizado nos ensaios, foi medida a temperatura ambiente no entorno do compressor com um termopar do tipo T. Para o valor da aceleração da gravidade foi utilizado o valor de $9,7838 \text{ m/s}^2$, medido no campus da UFMG e é apresentado por Soares (2014). A pressão atmosférica utilizada foi fornecida pela estação metrológica existente no campus da UFMG (INMET, 2014). A pressão atmosférica média durante os dias de ensaios foi de 91,26 kPa, com um desvio padrão da amostra de 1,3 kPa.

Para o resultado de incerteza do modelo foram desprezadas as influências das incertezas das relações geométricas do compressor e das incertezas das correlações utilizadas, pois no catálogo do fabricante e nos trabalhos de onde foram retiradas as correlações não há informações sobre incertezas dos dados. Como em geral as melhores correlações para o coeficiente de troca de calor por convecção apresentam grandes incertezas, em torno de 20%, foi feita uma análise de incerteza adicional para alguns pontos de operação, considerando uma incerteza de 20% em todas as correlações utilizadas, houve um aumento de incerteza de 0,5% e 0,1% nos resultados de vazão mássica e de temperatura de descarga respectivamente, esse resultado mostra que é seguro desprezar a incerteza das correlações.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados obtidos com o modelo matemático do compressor foram divididos em três grupos: o primeiro são os resultados obtidos experimentalmente, o segundo são os resultados de validação do modelo do compressor e o terceiro são algumas aplicações do modelo.

5.1. Análise dos resultados experimentais.

O primeiro resultado experimental obtido é a variação da vazão mássica com a pressão de entrada do compressor, que é fortemente influenciada pela pressão de evaporação, para diversas velocidades de rotação do compressor. Esta variação é mostrada nas FIG. 5-1, FIG. 5-2 e FIG. 5-3.

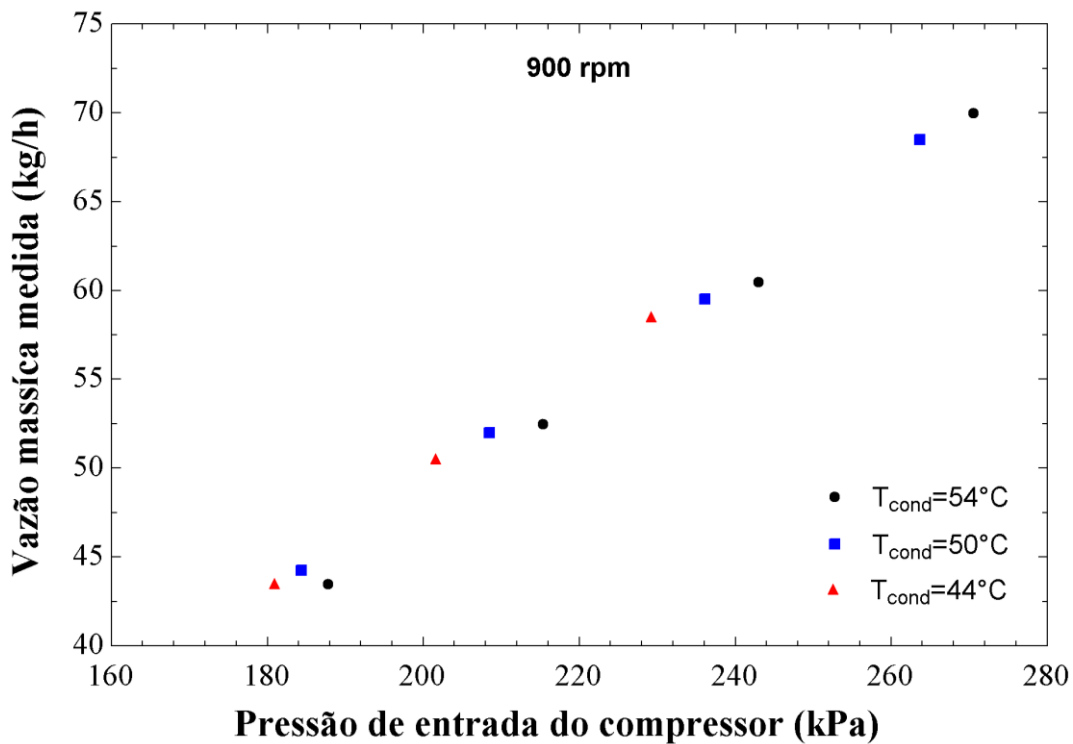


FIG. 5-1 -Vazão mássica medida, com o compressor operando a 900 rpm.

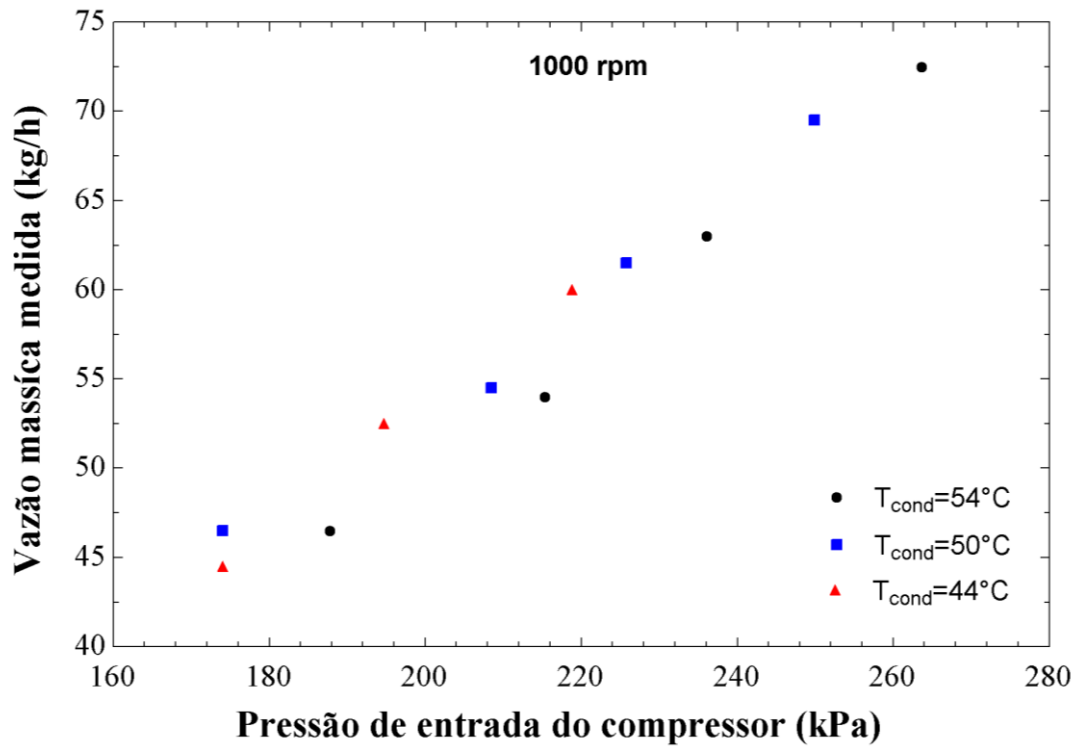


FIG. 5-2 - Vazão mássica medida, com o compressor operando a 1000 rpm.

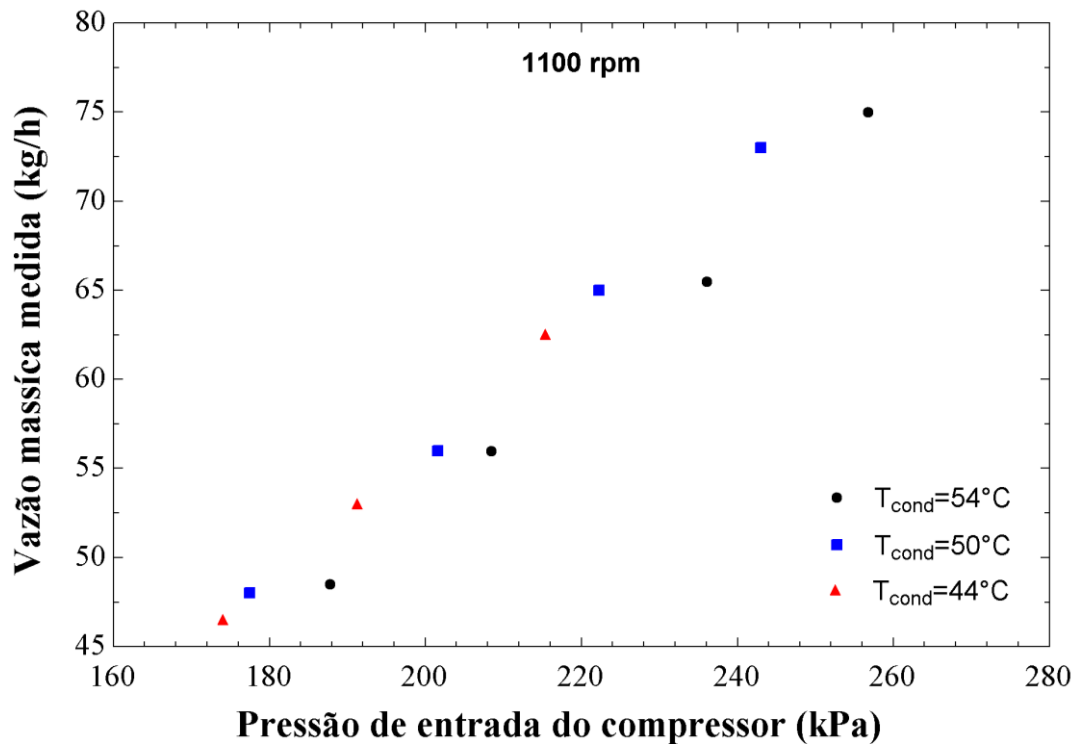


FIG. 5-3 - Vazão mássica medida, com o compressor operando a 1100 rpm.

A vazão mássica do compressor aumenta com o aumento da pressão de evaporação, por dois motivos: o primeiro é o aumento da massa específica do R-134a na aspiração e o segundo é o aumento do rendimento volumétrico que é diretamente proporcional a razão de compressão, como mostra a EQ. (5-1) apresentada por Faires e Simmang (1983) deduzida para um processo de compressão com coeficiente de compressão constante.

$$\eta_V = 1 + c - c \left(\frac{P_{DES}}{P_{ASP}} \right)^{1/n} \quad (5-1)$$

Portanto, para uma mesma pressão de descarga se aumentarmos a pressão de aspiração aumentamos também o rendimento volumétrico, para mostrar este efeito de maneira mais clara foi elaborada, como exemplo, a FIG. 5-4 onde é mostrado a variação do rendimento volumétrico em função da pressão de aspiração, para uma mesma velocidade de rotação. Para as demais rotações o efeito é o mesmo.

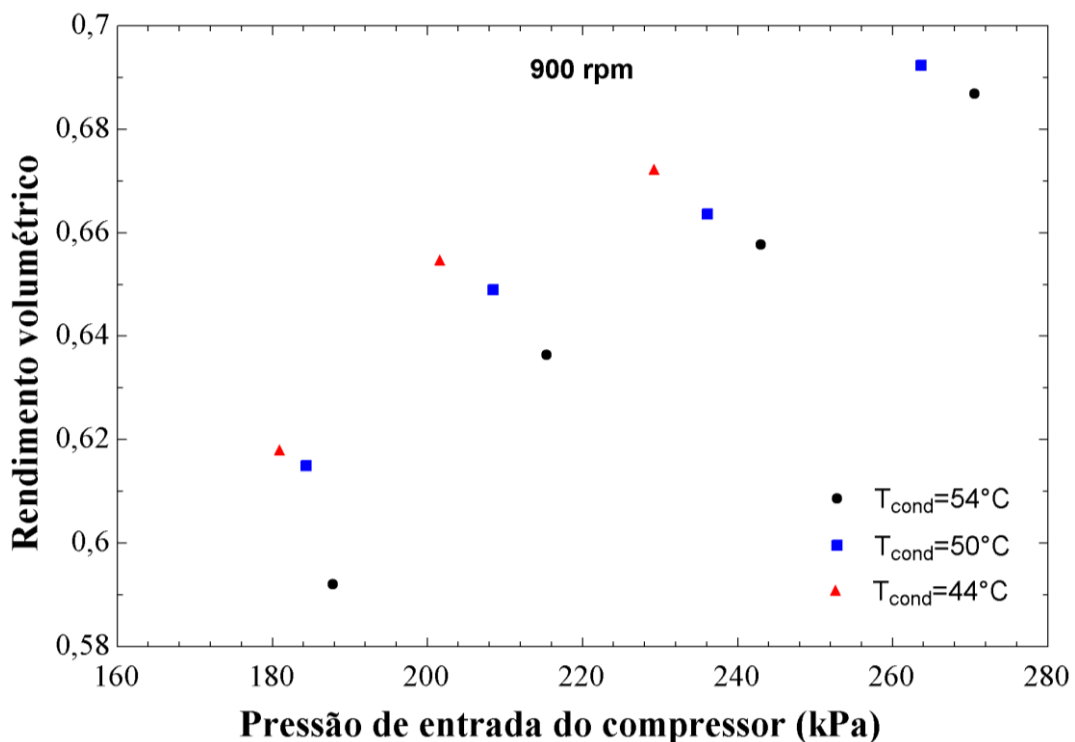


FIG. 5-4—Variação do rendimento volumétrico em função da pressão de entrada à 900 rpm.

Tanto na a EQ. (5-1) quanto na FIG. 5-4 nota-se que diminuindo a pressão de descarga do compressor (consequentemente a pressão e temperatura de condensação), há um aumento do rendimento volumétrico do compressor.

Uma outra expectativa com relação ao rendimento volumétrico, é a redução do mesmo com o aumento da rotação, uma vez que em maiores rotações há mais perdas por atrito, que são fontes de irreversibilidades. Este fenômeno pode ser notado na FIG. 5-8, onde é mostrado a variação rendimento volumétrico em função da pressão de aspiração para diferentes rotações se fixada a temperatura de condensação em 54°C.

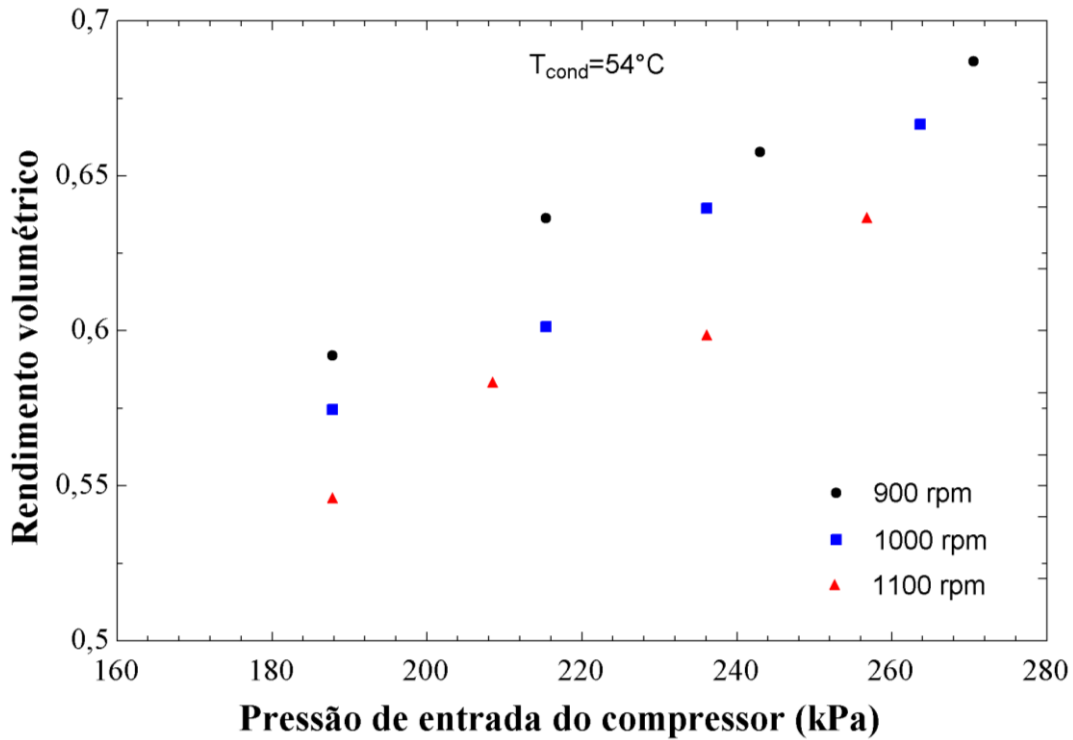


FIG. 5-5 - Variação rendimento volumétrico em função da pressão de aspiração para diferentes rotações e uma mesma temperatura de condensação.

Diferentemente da vazão mássica, temperatura de descarga não é fortemente influenciada pelos parâmetros variados no sistema durante os ensaios a não ser pela temperatura de condensação, onde o aumento da temperatura de condensação é acompanhado pelo aumento da temperatura de descarga, conforme pode ser visto na FIG. 5-6, que apresenta a temperatura de descarga do compressor para diferentes temperaturas de condensação.

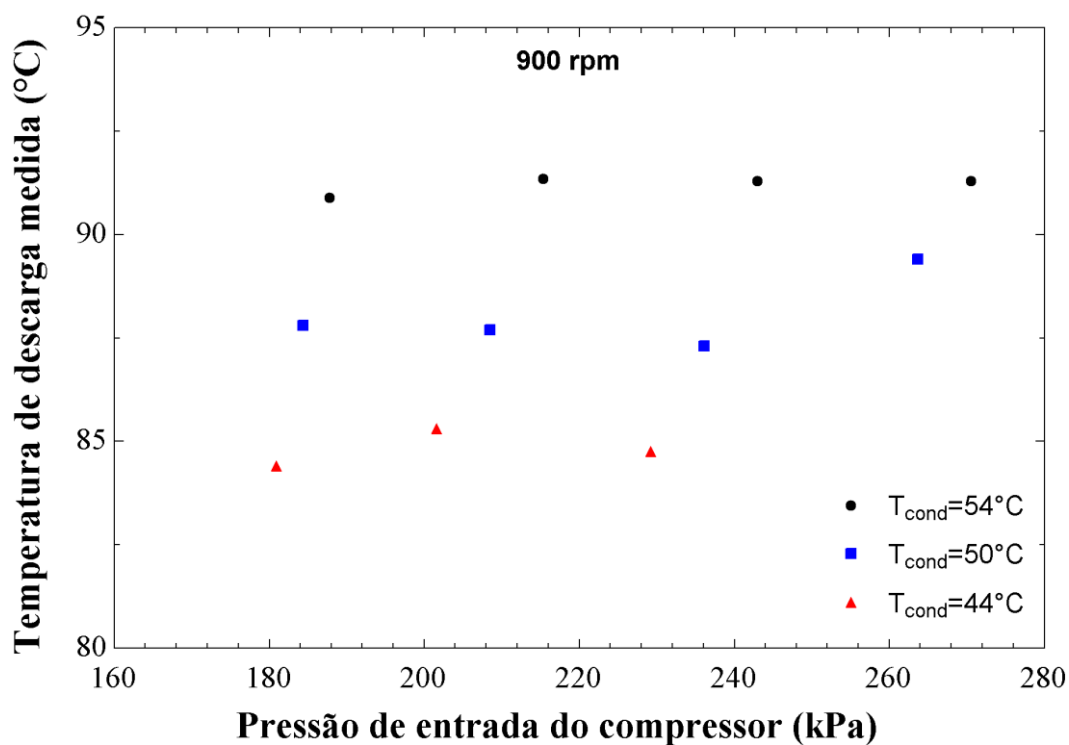


FIG. 5-6 - Temperatura de descarga em função da pressão de aspiração e temperatura de condensação para uma mesma, rotação.

5.2. Validação do Modelo

O primeiro resultado obtido na validação do modelo é o tempo para simular o funcionamento do compressor. Para realizar os ensaios experimentais, considerando o tempo de ajuste da máquina e o tempo necessário para a mesma entrar em regime permanente, estima-se que foram necessárias cerca de quarenta horas para coletar os dados dos trinta e três pontos de operação. Durante as simulações feitas no computador o tempo gasto para obter todos resultados foi de apenas uma hora e meia.

Um teste de malha espacial foi realizado para um ponto de operação ensaiado do compressor, e o passo espacial selecionado nesse teste foi adotado para os demais pontos de ensaios na validação e aplicação do modelo. Na TAB. 5-1 são apresentadas as duas variáveis de saída do modelo: a vazão mássica e a temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor. As incertezas dos resultados foram apresentadas com dois algarismos significativos, conforme orientações da norma ISO (2008).

TAB. 5-1 - Teste de malha espacial realizado para o ponto de operação ajustado em 900 rpm, 55° C de temperatura de condensação e temperatura da água de condensação de 5° C.

Malha (número de divisões no deslocamento do pistão)	25	50	100	200	400	800
Vazão mássica (kg/h)	30 ± 14	37,5 ± 6,4	37,5 ± 3,6	37,5 ± 2,9	37,6 ± 2,8	37,6 ± 2,8
Temperatura de descarga (°C)	108 ± 26	95 ± 11	96,1 ± 4,8	96,4 ± 2,4	96,5 ± 1,9	96,5 ± 1,9

Entende-se como malha o número de divisões feitas no deslocamento do pistão ao longo do cilindro durante a fase de compressão. Como a expansão ocorre durante um intervalo de deslocamento angular do virabrequim muito menor que na compressão, para a expansão, foi observada a necessidade de utilizar o dobro de divisões mostradas na TAB. 5-1 que mostra o número de divisões usadas na compressão. Assim, foram adotadas 400 divisões no deslocamento do pistão, considerando que os valores das duas variáveis de saída do modelo praticamente não se alteram quando para divisões acima desse valor.

Para validar o modelo, comparou-se o valor de vazão mássica calculado pelo modelo com o valor obtido experimentalmente, levando-se em conta as respectivas incertezas. Na validação de cada ponto de operação será considerado o resultado experimental mostrado na FIG. 5-7 pela linha tracejada azul que associado com sua incerteza determina a região limitada pelas linhas contínuas e azuis, analogamente e feito para o resultado do modelo que é representado na FIG. 5-7 pela cor vermelha, logo a interseção destas duas regiões, representada pela região colorida de cinza na FIG. 5-7, é a região onde o ambos os resultados são esperados com uma determinada probabilidade. Somente se esta região conter um trecho da reta $Y=X$ o modelo está correto. A reta $Y=X$ é a reta ideal de qualquer modelo que representa um modelo que todos os resultados experimentais são iguais aos resultados calculados, e é representada na FIG. 5-7 pela linha verde.

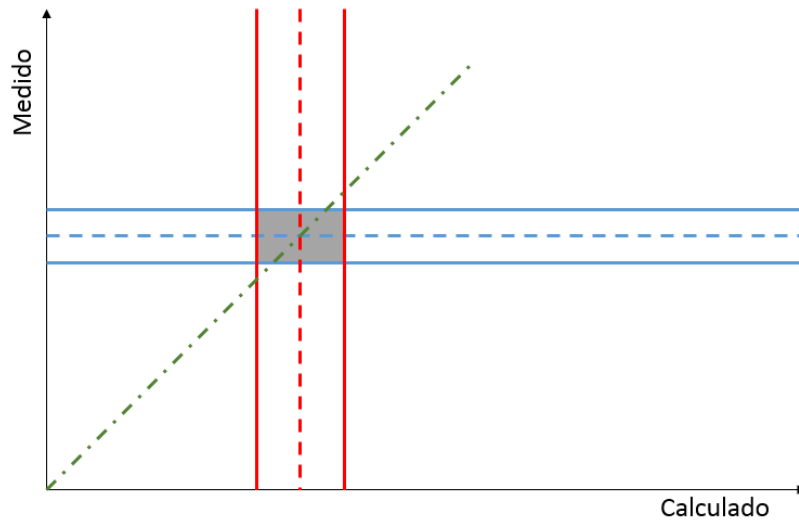


FIG. 5-7 – Exemplo da representação gráfica usada para validar um de um ponto de operação do compressor.

A comparação entre a vazão mássica calculada e medida para cada uma das velocidades de rotação do compressor é apresentada nas FIG. 5-8, FIG. 5-9 e na FIG. 5-10.

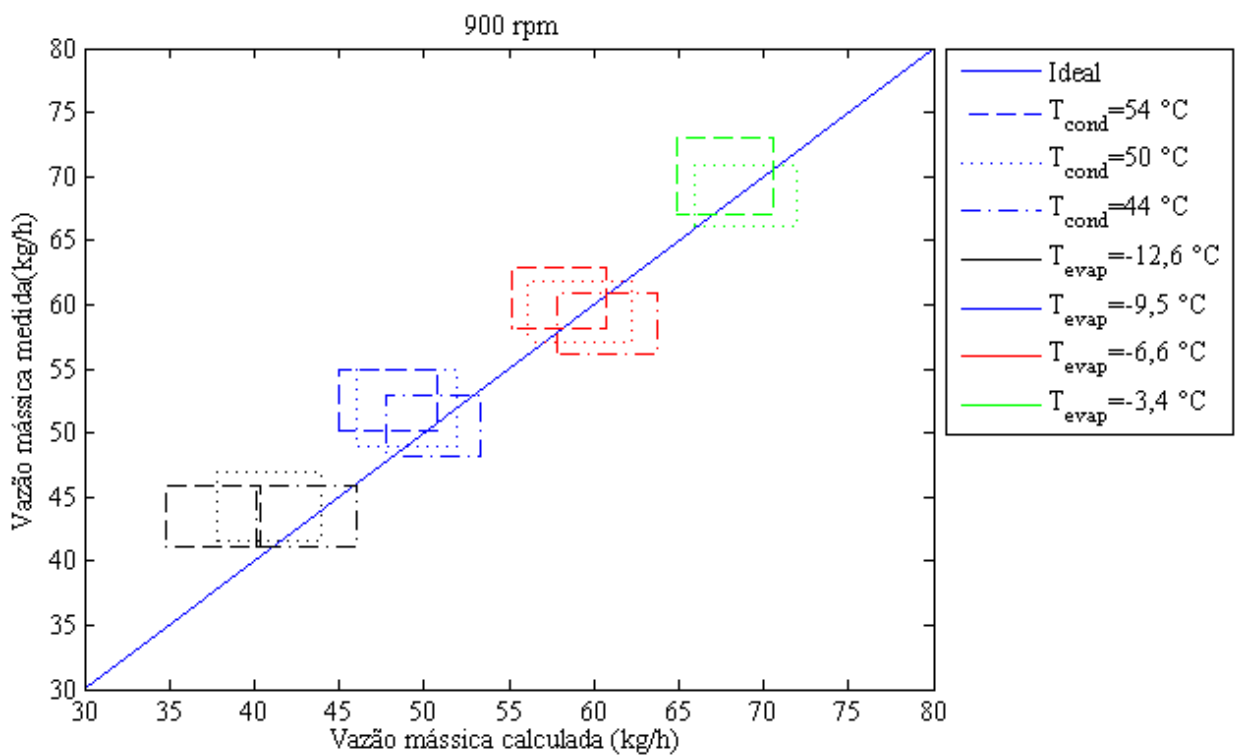


FIG. 5-8 - Comparação dos resultados experimentais com o valor previsto pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 900 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

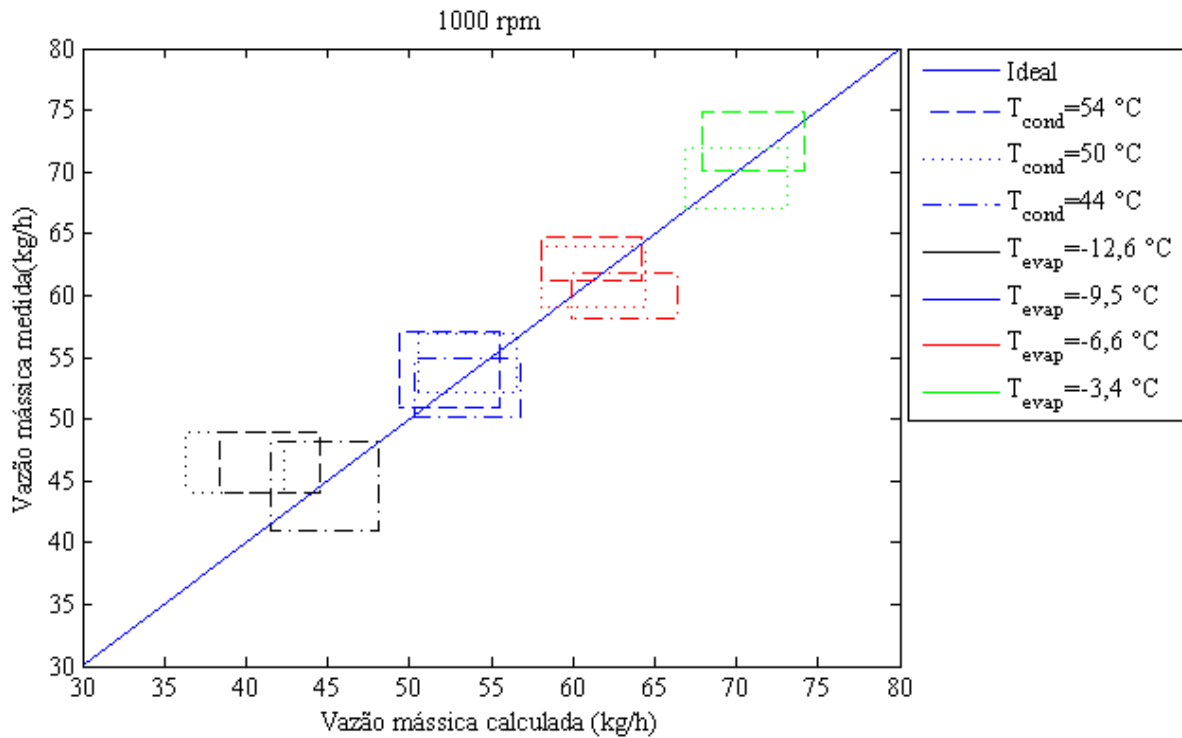


FIG. 5-9- Comparação dos resultados experimentais com o valor previsto pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 1000 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

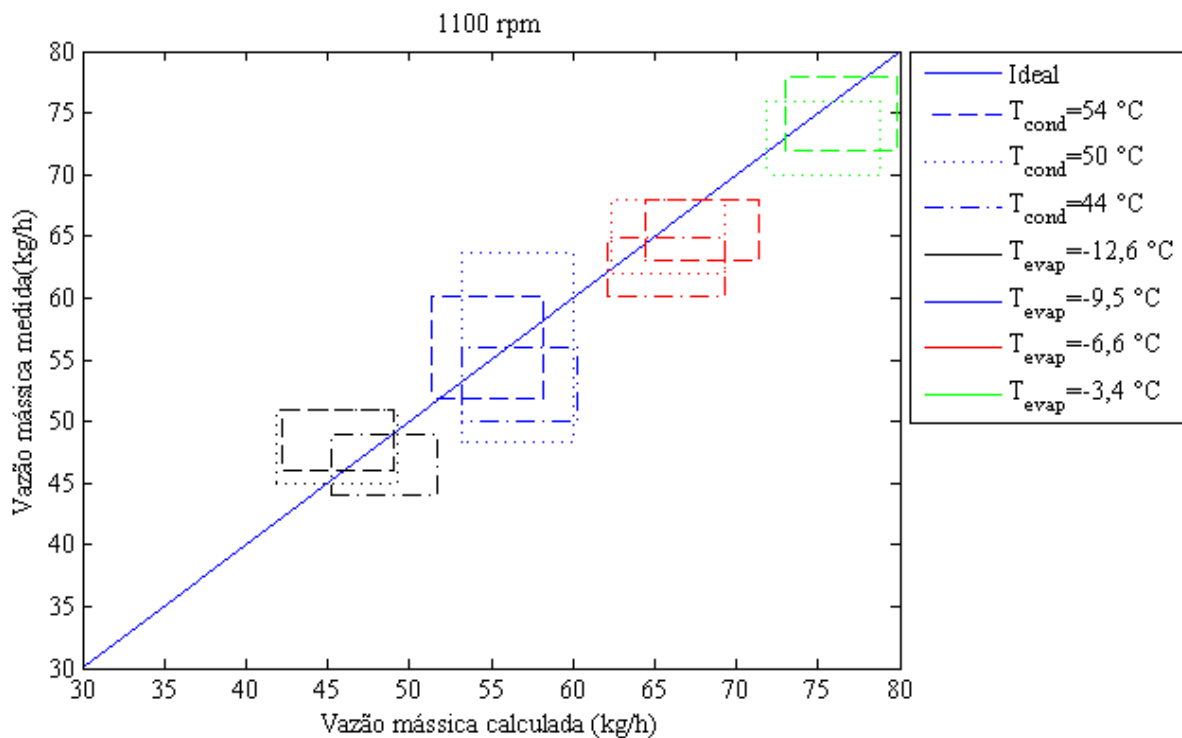


FIG. 5-10 - Comparação dos resultados experimentais com o valor previsto pelo modelo para vazão mássica com o compressor operando à 1100 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

Para todos os pontos de operação com as temperaturas de condensação de 44°C e 54°C, nota-se que o retângulo de incerteza do modelo intercepta a reta bissetriz do gráfico, que representa, idealmente, um resultado do modelo coincidente com o valor medido experimentalmente. Para a temperatura de condensação de 54°C, alguns retângulos de incerteza do modelo não coincidem com a reta bissetriz, mas estão muito próximos. Considerando um intervalo de confiança ligeiramente maior, há acordo entre o modelo e o experimento para esses pontos.

O valor de vazão mássica foi medido com incerteza padrão média de 1,38% de incerteza em relação ao fundo de escala do instrumento. Usando a mesma base de comparação, a incerteza padrão obtida na predição da vazão foi de 1,55% e, em alguns casos, foi menor que a incerteza obtida experimentalmente, como no caso do segundo retângulo apresentado na FIG. 5-9 para a temperatura de condensação de 50°C. De fato, para este ponto de operação do compressor, observou-se uma significativa oscilação do valor indicado pelo sistema de aquisição de dados.

O levantamento da parcela de contribuição de cada incerteza das variáveis de entrada na incerteza combinada da vazão mássica para um ponto de operação é apresentado na TAB. 5-2. Nota-se que a maior contribuição na incerteza da vazão é dada pela incerteza da pressão de entrada. Assim, se utilizarmos um manômetro com uma incerteza menor, pode-se melhorar o resultado do modelo. Em suma, segundo os resultados apresentado até aqui, o modelo matemático desenvolvido neste trabalho apresenta boa precisão para prever a vazão de refrigerante.

TAB. 5-2 - Parcela de contribuição de cada incerteza das variáveis de entrada na incerteza combinada da vazão mássica.

Grandeza de entrada	Contribuição na incerteza combinada
Rotação	0,59 %
Pressão atmosférica	0,00 %
Pressão na saída do compressor	0,08 %
Pressão na entrada do compressor	99,27 %
Temperatura ambiente	0,00 %
Temperatura de aspiração	0,06 %

Ainda visando a validação do modelo do compressor, comparou-se o valor de temperatura de descarga predito por esse modelo com o valor obtido experimentalmente e suas respectivas incertezas, porém aqui a incerteza apresentada é a incerteza expandida para um

intervalo de confiança de 95,45% de abrangência. Essa comparação é apresentada nas FIG. 5-11, FIG. 5-12, e FIG. 5-13.

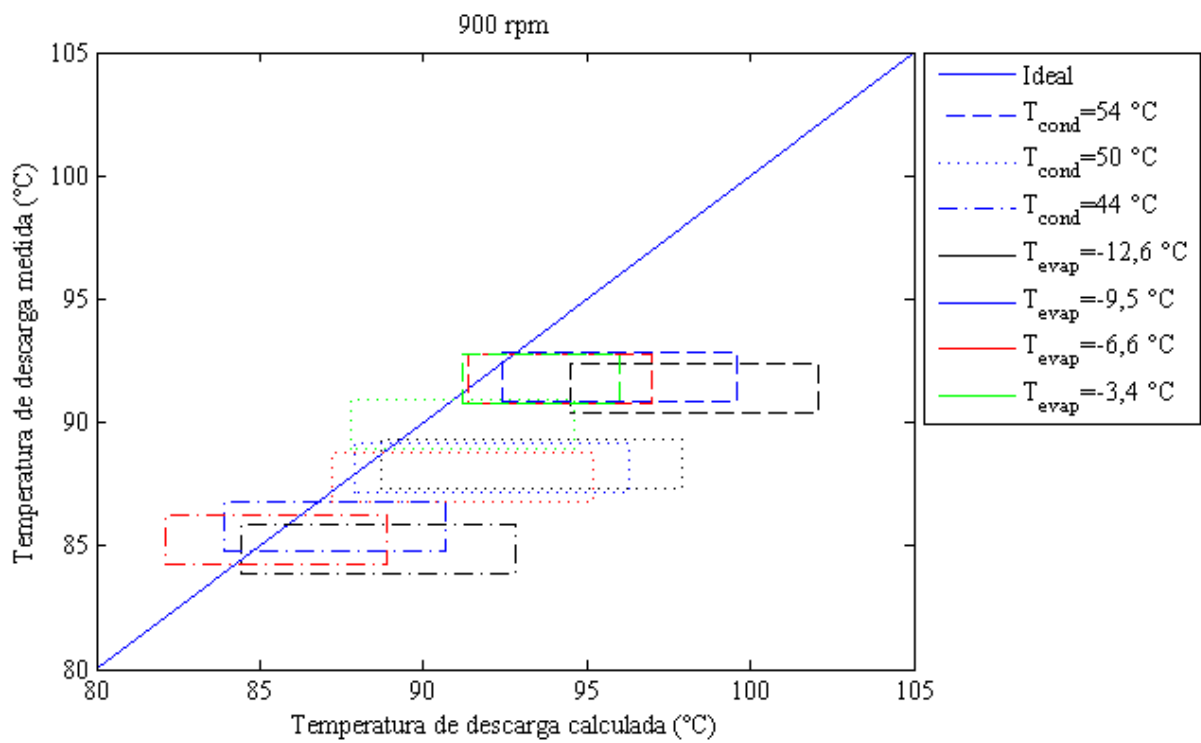


FIG. 5-11 - Comparação dos resultados experimentais para temperatura de descarga com o compressor operando à 900 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

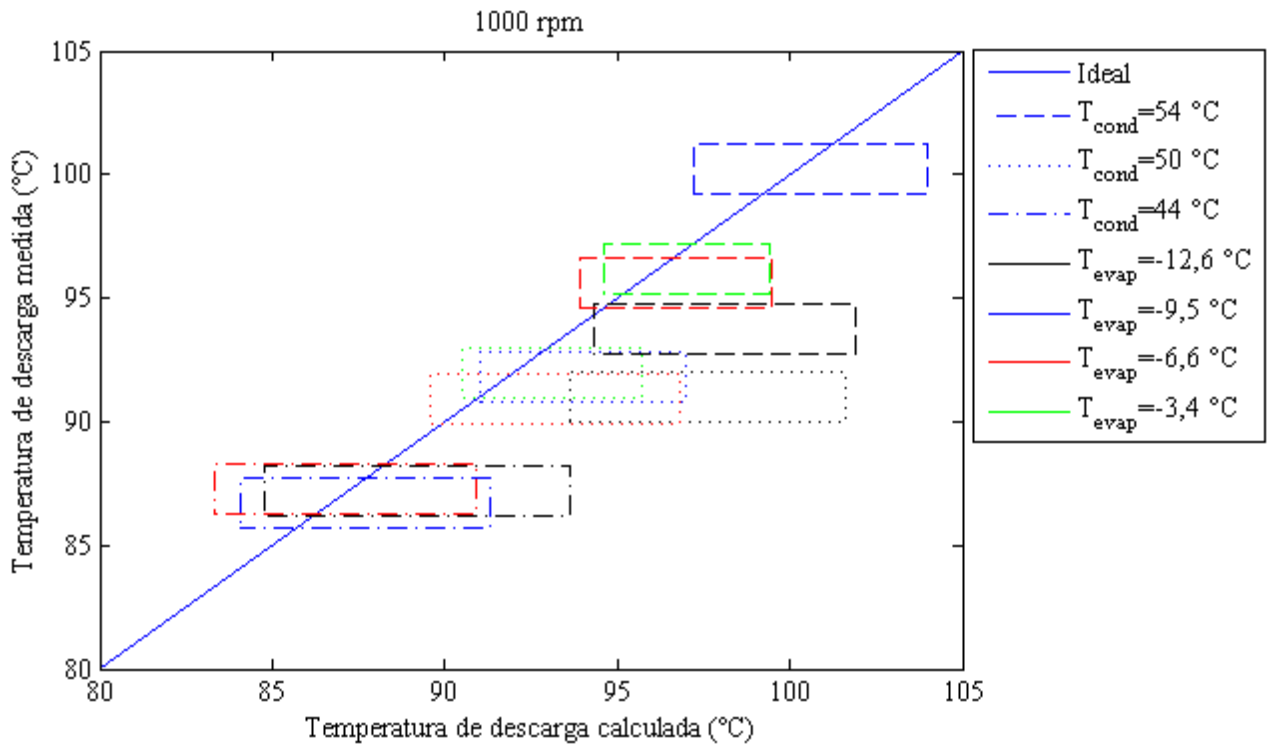


FIG. 5-12 - Comparação dos resultados experimentais com o valor para temperatura de descarga com o compressor operando à 1000 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

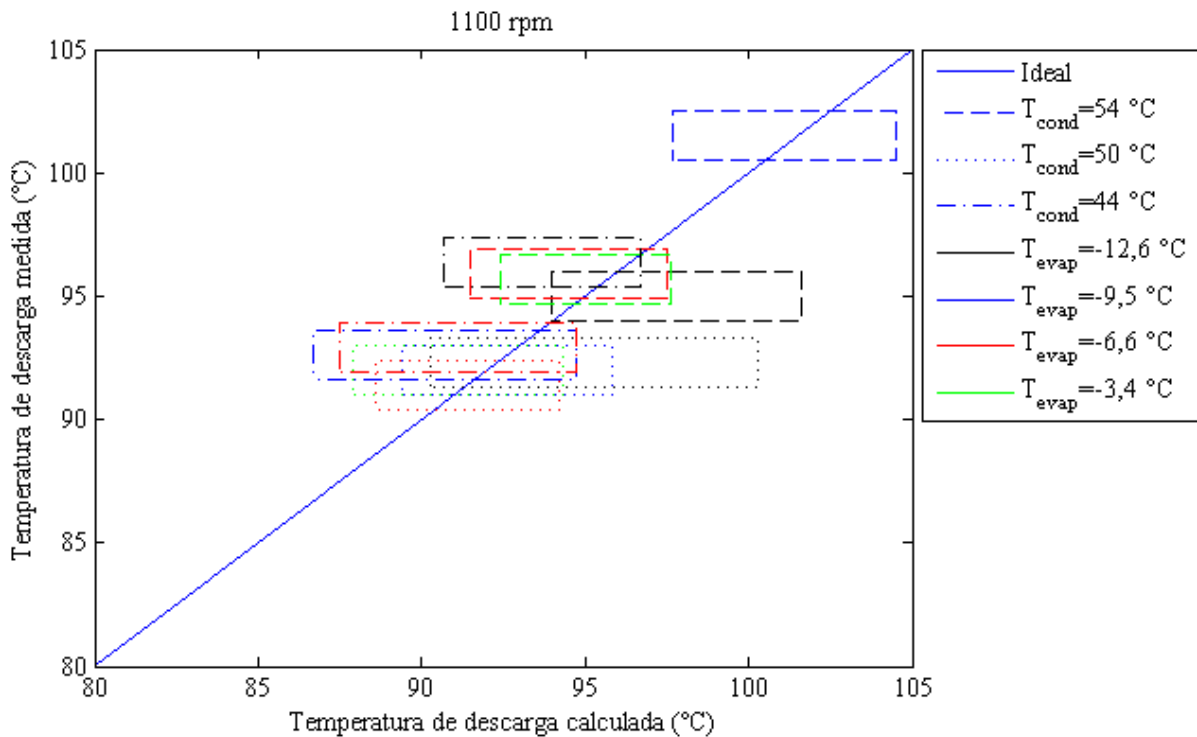


FIG. 5-13 - Comparação dos resultados experimentais com o valor para temperatura de descarga com o compressor operando à 1100 rpm, (a cor da linha representa a temperatura de evaporação média e o tipo de linha a temperatura de condensação média)

Utilizando a mesma análise feita para vazão a maioria dos retângulos tocam a reta ideal. Porém nos gráficos de rotação de 900 e 1000 é possível notar que há um ponto em cada uma das figuras que não há uma coincidência dos retângulos com a reta ideal. Nestes pontos o modelo subestima a temperatura de descarga.

Como a temperatura de descarga foi medida com a incerteza padrão de 0,5°C e o valor predito pelo modelo teve incerteza padrão de 1,6°C, é possível reduzir a incerteza utilizando um manômetro com menor incerteza na medição da pressão de baixa que e a incerteza que mais contribui com a incerteza da temperatura de descarga conforme mostra a TAB. 5-3. Porém como não havia tal instrumento disponível neste trabalho o valor de incerteza adotado permaneceu como apresentado.

TAB. 5-3 - Parcela de contribuição de cada incerteza das variáveis de entrada na incerteza combinada da temperatura de descarga.

Grandeza de entrada	Contribuição na incerteza combinada
Rotação	0,01 %
Pressão atmosférica	0,00 %
Pressão na saída do compressor	0,01 %
Pressão na entrada do compressor	92,61 %
Temperatura ambiente	0,13 %
Temperatura de aspiração	7,23 %

Dos 33 ensaios realizados na bancada de testes, 31 apresentaram boa concordância da temperatura de descarga predita pelo modelo com os valores experimentais, sabendo que a incerteza do valor predito é três vezes maior do que a incerteza do valor experimental.

Outra maneira de validar o modelo, mas de maneira qualitativa, seria analisar a curva de compressão obtida pelo modelo do compressor com as curvas dos fabricantes de compressores ou publicadas em artigos. Segundo Faires e Simmang (1983), se o compressor for resfriado, a curva real de compressão tende a ser uma isotérmica e, se não for, uma isentrópica é a curva esperada. Uma comparação da curva de compressão com curvas teóricas isotérmica e isoentrópica são mostradas na FIG. 5-14 para um ponto de operação, onde é possível ver que a curva atendeu o critério mencionado, uma vez que o compressor não é refrigerado. Para um ponto de operação do compressor. Como esperado, a curva do compressor aproximou-se mais de uma isentrópica, uma vez que o compressor não é res-

friado. Nota-se também que a aproximação da curva de compressão utilizando uma isentrópica é mais razoável que uma isotérmica. A precisão do modelo melhora à medida que a pressão do refrigerante na saída do compressor diminui.

Quanto à diferença entre os valores medidos e cálculos a maior diferença para vazão mássica e para a temperatura de descarga foram respectivamente 15% e 3,8 ° C. Observa-se uma tendência de aumento destas diferenças para vazões mássicas menores, portanto a utilização do modelo é mais recomendada em vazão maiores.

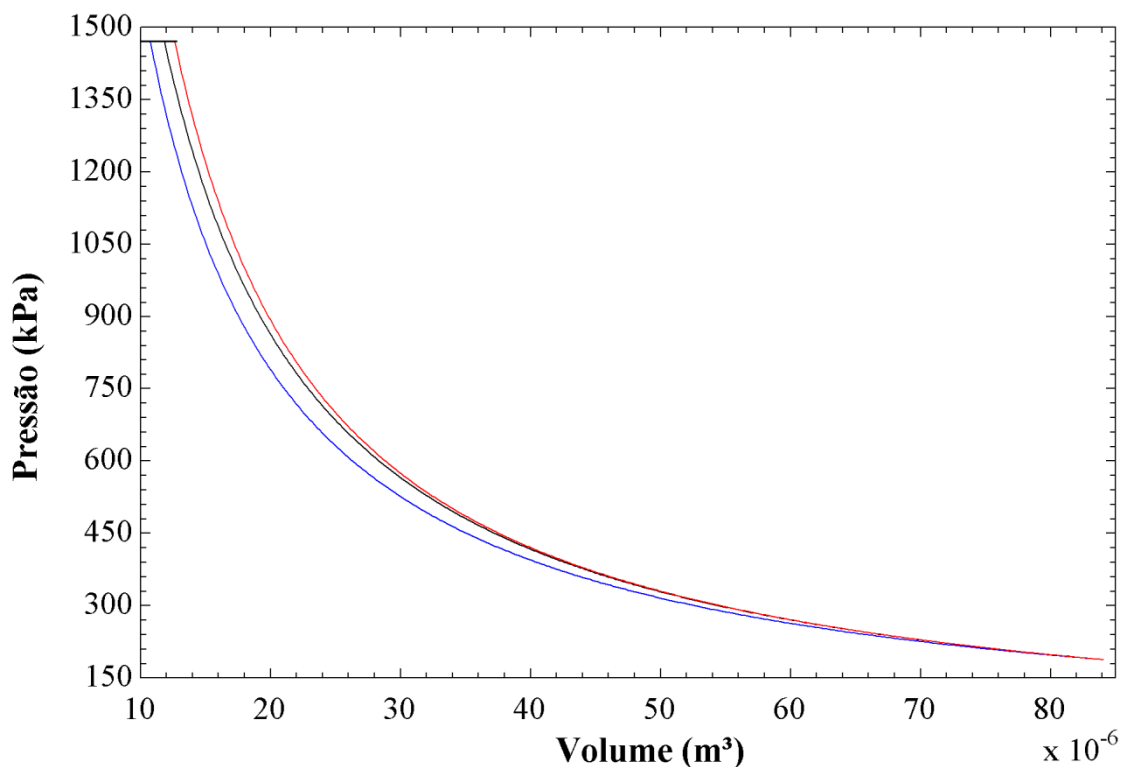


FIG. 5-14 – Comparação da curva de compressão obtida numericamente pelo modelo (preto) com uma isentrópica (vermelho) e uma isotérmica (azul).

Nota-se também que a aproximação da câmara de compressão como isentrópica é bem razoável e melhora a medida que a pressão de saída diminui.

5.3. Aplicação do modelo

Embora seja possível fazer uma avaliação do desempenho do compressor usando os dados experimentais do compressor, com o auxílio do modelo é possível obter mais índices de desempenho do compressor. Assim, uma das aplicações deste modelo é o seu uso para

avaliar o funcionamento do compressor A seguir é apresentada uma análise crítica do desempenho do compressor usando o modelo e as variáveis de desempenhos apresentadas por Rasmussen e Jakobsen (2000).

5.3.1. Avaliação do desempenho do compressor

Rendimento volumétrico

Usando dados experimentais levantados neste trabalho, só é possível obter o rendimento volumétrico do compressor dado pela EQ (2-9), denominado de rendimento volumétrico global. Porém, o rendimento volumétrico pode ser definido de outra forma, levando-se em conta apenas a câmara de compressão do compressor. De difícil determinação experimental, esse rendimento volumétrico pode ser obtido por meio do modelo do compressor. A FIG. 5-15 mostra as evoluções dos dois rendimentos volumétricos em função da razão de pressão do compressor.

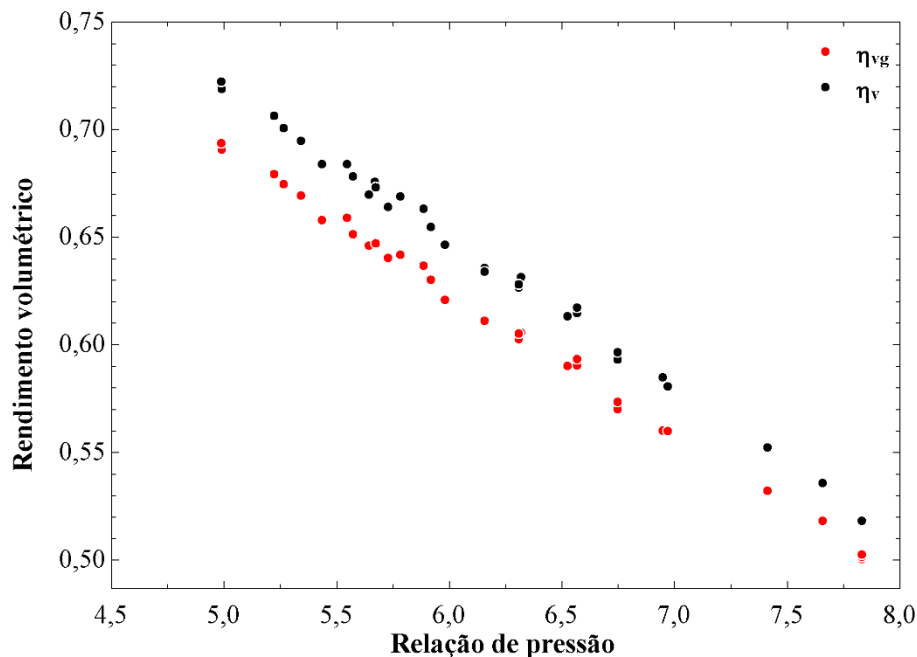


FIG. 5-15 - Comparação entre o rendimento volumétrico indicado (η_v) e o rendimento volumétrico global (η_{vg}) do compressor.

A FIG. 5-15 mostra que os rendimentos volumétricos indicado e global diminuem à medida que a relação ou razão de pressão no compressor aumenta. Além disso, nota-se que o rendimento volumétrico global é menor do que o rendimento volumétrico indicado do compressor. Isso faz sentido, pois o rendimento indicado leva em conta apenas geometria

do compressor (espaço nocivo e cilindrada) e os processos de compressão e expansão do fluido dentro do compressor, enquanto o rendimento global, obtido experimentalmente, leva em conta outros efeitos, tais como, perdas de cargas nas válvulas e nas regiões de pré e de pós-compressão. No entanto, como pode ser observado na FIG. 5-15, a diferença entre esses rendimentos é pequena, da ordem de 3%, de modo que modelos matemáticos de sistemas de refrigeração que empregam esse compressor poderão ser desenvolvidos com base no rendimento volumétrico indicado.

Rendimento energético da compressão

Para avaliar o rendimento referente ao trabalho de compressão, deve ser utilizado o chamado rendimento politrópico, pois a troca de calor no compressor foi considerada neste trabalho. É difícil determinar esse rendimento somente com dados experimentais, pois as quantidades de calor trocadas são necessárias. O rendimento mostrado na FIG. 5-16, correspondendo a 33 pontos de testes, foi obtido por meio de simulações realizadas com o modelo do compressor.

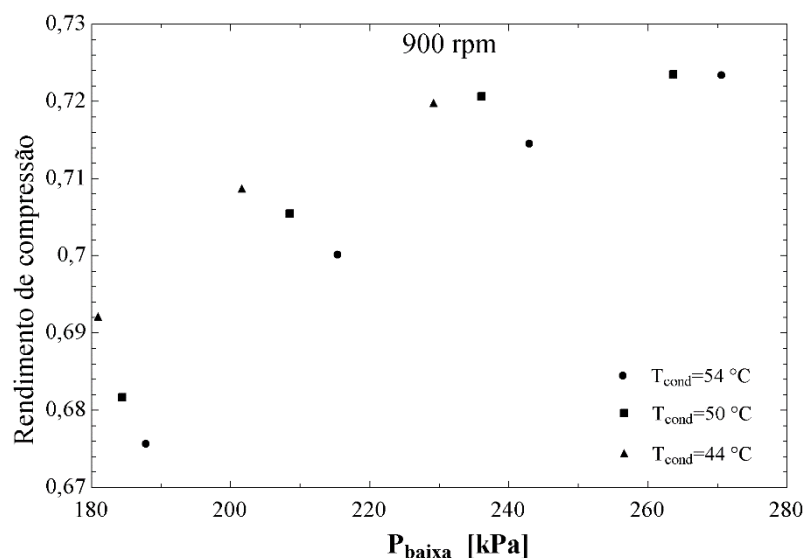


FIG. 5-16 - Comparação entre o rendimento energético do compressor operando em 900 rpm, para diversas temperaturas de condensação.

Nestes gráficos, constata-se que, para uma dada pressão de aspiração, o rendimento de compressão diminui quando a pressão na descarga do compressor aumenta. Esse fato é mais marcante para pressões de aspiração mais baixas. Isso ocorre porque a temperatura na descarga do compressor aumenta significativamente quando a pressão de descarga é

alta e a pressão na aspiração é baixa, de modo que a troca de calor no compressor aumenta expressivamente, conforme será apresentado quantitativamente no próximo parágrafo. A degradação desse rendimento é notadamente observada na refrigeração a baixas temperaturas de evaporação e baixas pressões de aspiração, como as que ocorrem em câmaras de alimentos congelados, e que se agrava no verão, quando a temperatura ambiente e a pressão na descarga dos compressores são altas.

Rendimento exergético da compressão

O rendimento exergético, definido pela EQ (2-5) e fundamentado na segunda lei da termodinâmica, é discutido por Çengel *et al* (2011). É difícil também determinar esse rendimento com dados experimentais, pois as quantidades de calor trocadas e a temperatura na qual a troca de calor acontece são necessárias. Com o auxílio do modelo apresentado, que contempla a troca de calor no compressor, foi possível determinar o rendimento exergético apresentado na FIG. 5-17.

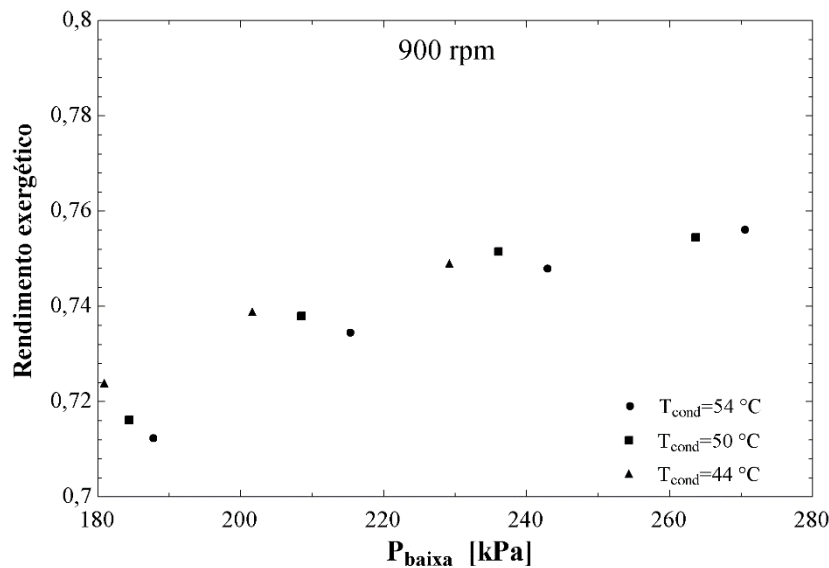


FIG. 5-17 - Rendimento exergético do compressor operando em 900 rpm

Como ocorre com o rendimento de compressão, o rendimento exergético também diminui com o aumento da pressão de descarga e a diminuição da pressão de aspiração. Essa diminuição do rendimento exergético deve-se ao aumento das irreversibilidades, como o aumento da troca de calor no compressor, gerado pelo aumento da temperatura do fluido

na saída do compressor. Esse aumento de troca de calor pode ser notado na FIG. 5-18, que mostra o fator de perda de calor do compressor em função da pressão na entrada do compressor.

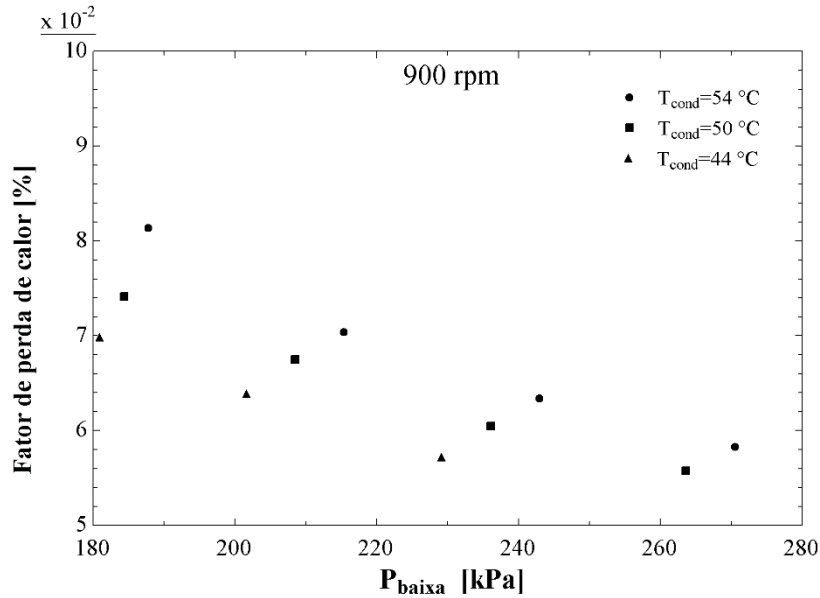


FIG. 5-18 - Fator de perda de calor com o compressor operando em 900 rpm.

Também é importante conhecer o comportamento do rendimento exergético em função da rotação do compressor. Na FIG. 5-19, são apresentados os valores desse rendimento para uma mesma pressão de saída e diferentes rotações.

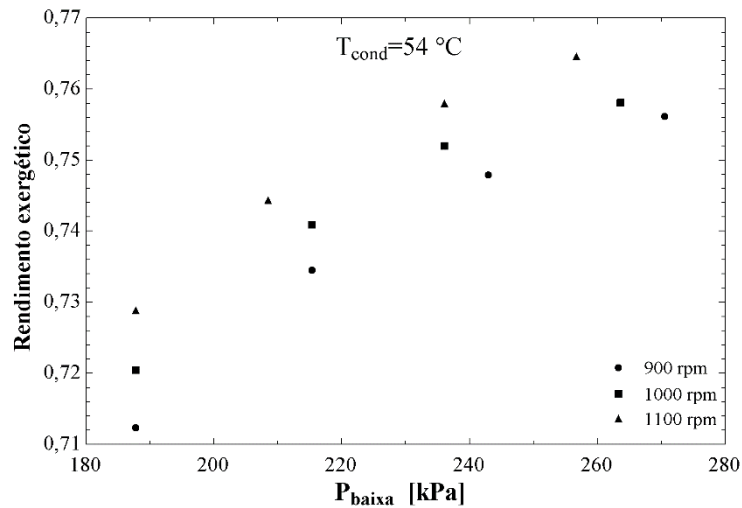


FIG. 5-19 - Rendimento exergético do compressor operando com a temperatura de condensação de 54 °C

Há uma redução do rendimento exergético com a redução da rotação do compressor. Em baixas rotações, o fluido permanece mais tempo dentro do compressor, permitindo uma maior troca de calor, que pode ser notada pelo aumento do fator de troca de calor mostrado na FIG. 5-20. Outro fenômeno que gera irreversibilidade é o atrito, que aumenta com a velocidade de rotação do compressor. Isso deveria impactar negativamente no rendimento exergético. No entanto, como no presente modelo, não é considerado o atrito entre as partes do compressor, de modo que o trabalho do compressor e as trocas de calor são obtidos sem levar em conta esse efeito.

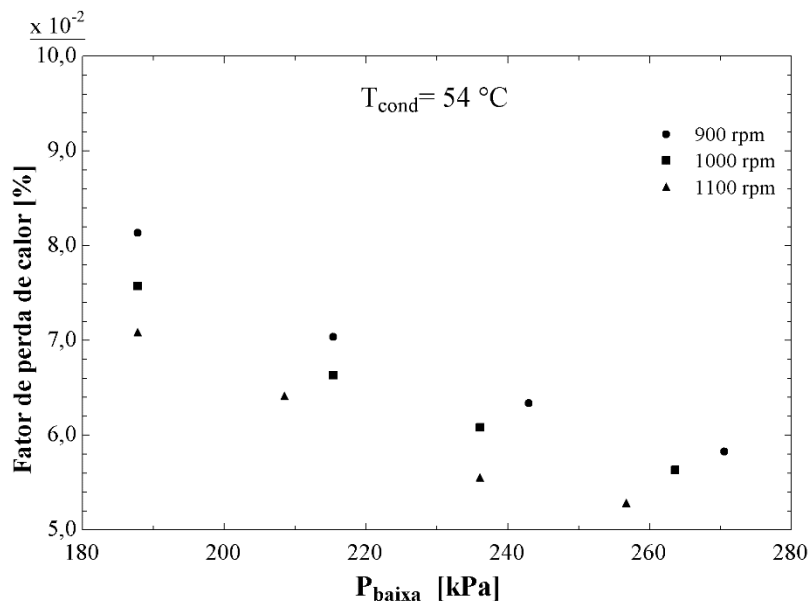


FIG. 5-20 - Fator de perda de calor com o compressor operando com a temperatura de condensação de 54°C.

5.3.2. Coeficiente nocivo

Outra aplicação do modelo é simular o efeito que mudanças de parâmetros geométricos do compressor podem causar nas variáveis de saída do compressor. Assim, com os resultados das simulações, é possível aperfeiçoar o projeto do compressor e prever o seu desempenho para novas geometrias.

Um parâmetro geométrico importante dos compressores alternativos é o coeficiente nocivo. Sabe-se que esse valor deve ser reduzido ao máximo. De fato, como mostrado na FIG. 5-21, a medida que o coeficiente nocivo aumenta, o desempenho do compressor é prejudicado. O rendimento volumétrico do compressor cai aproximadamente de forma

linear à medida que o coeficiente nocivo aumenta, reduzindo, portanto, a vazão mássica e a capacidade de refrigeração do sistema.

A FIG. 5-21 mostra também a evolução do rendimento exergético e do fator de perda de calor do compressor. O primeiro cai levemente à medida que o coeficiente nocivo aumenta. Quanto ao fator de perda de calor, esse aumenta em expressivamente com o coeficiente nocivo. Um ajuste polinomial de 2ª ordem representou com boa precisão essa evolução. O aumento desse fator decorre do aumento da superfície de troca de calor no compressor. O rendimento exergético é pouco sensível ao coeficiente nocivo porque, embora o trabalho real de compressão (o numerador da fórmula do rendimento) varie significativamente com a troca de calor no compressor, o trabalho reversível (o denominador da fórmula) também varia com esse calor.

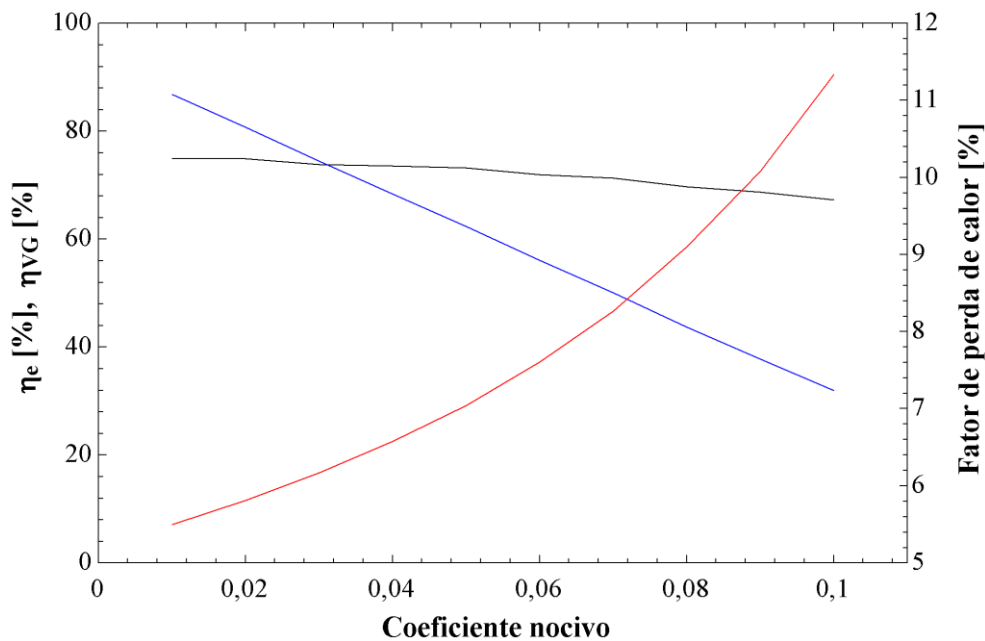


FIG. 5-21 - Variação do rendimento volumétrico (azul), rendimento exergético (preto) e o fator de perda de calor (vermelho) em função da variação do coeficiente nocivo.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo matemático fenomenológico de um compressor alternativo. O modelo gera, a partir de poucas variáveis de entrada e do conhecimento da geometria do compressor e das condições ambientais, diversas variáveis de saída, tais como: vazão mássica e temperatura na descarga do compressor, temperaturas do fluido e das paredes em partes internas do compressor, taxa de transferência de calor do compressor, rendimento volumétrico (global e indicado), rendimentos de compressão e exergético do compressor.

A validação do modelo foi realizada comparando-se a vazão e a temperatura na descarga do compressor obtidas pelo modelo e por medição direta para uma ampla faixa de operação do sistema. Nesta validação, foram consideradas as incertezas das grandezas medidas, mas também as das grandezas geradas pelo modelo.

O resultado do modelo para vazão mássica tem a mesma qualidade do resultado experimental, pois a incerteza da vazão obtida pelo modelo foi da mesma ordem de grandeza da incerteza da vazão medida. Porém, a qualidade do resultado do modelo para a temperatura de descarga não é tão boa porque apresenta incerteza em média três vezes maior que a incerteza do resultado experimental.

Simulações realizadas com o modelo revelaram que o rendimento volumétrico indicado é muito próximo do rendimento volumétrico global do compressor, diferindo desse em apenas 3% para mais. Esse fato é importante para o desenvolvimento de modelos dos trocadores de calor (evaporador e condensador) de sistemas de refrigeração e de bombas de calor, que devem ser acoplados aos modelos dos componentes que impõem a vazão, como o compressor e o dispositivo de expansão.

O modelo proposto também foi usado para analisar os rendimentos de compressão e exergético do compressor. Esses rendimentos são de difícil determinação experimental, pois dependem do calor trocado entre o compressor e o ambiente. A análise mostrou que ambos os rendimentos diminuem com o aumento da pressão na descarga do compressor e a diminuição da pressão na aspiração do compressor. Para pressões de evaporação em torno de 150 kPa (temperatura de evaporação de -17°C para o refrigerante R-134a), e pressões de descarga em torno de 1500 KPa (temperatura de condensação de 55°C), os rendimen-

tos de compressão e exerético do compressor são muito baixos (65% e 70%, respectivamente). Essa informação é importante para projetistas de sistema de refrigeração à baixa temperatura.

Outra simulação realizada com o modelo permitiu a quantificação do rendimento volumétrico em função do espaço nocivo do compressor. A curva do rendimento volumétrico cai linearmente de 80% para 35% quando o coeficiente de espaço nocivo do compressor aumenta de 2% para 10%. O conhecimento dessa curva pode ser uma ferramenta importante para projetistas e fabricantes de compressores.

Os seguintes temas de trabalhos futuros são sugeridos como continuidade do presente trabalho: (i) adaptação do modelo para compressores herméticos e semi-herméticos, (ii) uso do modelo com fluidos alternativos e/ou novos (CO₂, R-1234yf), (iii) consideração da influência do óleo lubrificante nos balanços de energia e de massa, (iv) desenvolvimento do modelo do compressor em regime transiente.

ABSTRACT

This paper presents the development of a mathematical model of a reciprocating compressor operating at steady state, implemented in the computer program Engineering Equation Solver (EES). The main input variables of the model are the pressure and temperature in the suction, the discharge pressure and the rotation of the compressor. The main output variables are the flow rate and the temperature at the compressor discharge. To develop the model, the compressor was divided into three control volumes: the region of pre-compression, the compression chamber and the post-compression region. In the compression chamber, are considered thermals and hydraulics aspects of the flow of the refrigerant, while the other two volumes of control are quantified the thermal phenomena. The model was validated experimentally using an open compressor is R134a, operating with different suction pressures and discharge and with different rotational speeds. The validation of the model was successfully performed, comparing the mass flow rate and the discharge temperature generated by the model with the values of these quantities obtained experimentally. These quantities and their uncertainties were compared using a confidence interval of 95.45%. The result of mass flow rate has the same quality of experimental result because the uncertainty of the mass flow rate obtained by the model was of the same order of magnitude of the uncertainty of the measured flow. The model was also used to evaluate the performance of the compressor, for various points tested. The model was further employed to simulate the performance of the compressor clearance volume for changes in the equipment.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADAIR, R.P.; QVALE, E.B.; PEARSON, J.T. *Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors*. International Compressor Engineering Conference. Paper 86, 1972.

ALBERTAZZI, A.; SOUZA, A.R. *Fundamentos da metrologia científica e industrial*. 1ªEd. Barueri: Manole, 2008, 407p.

ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 2009.

ASHRAE. *ASHRAE Handbook – Refrigeration*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers. Atlanta, 2006.

ANNAND, W.J. *et al. Heat transfer in the cylinder of reciprocating internal combustion engines*. Proc. Instn. Mech. Engrs. 1963. Vol. 117, pp. 973-996.

CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.; KANOGLU, Mehmet. *Thermodynamics: an engineering approach*. New York: McGraw-Hill, 2011.

DISCONZI, F.P.; DESCHAMPS, C.J.; PEREIRA, E.L.L. *Development of an In-Cylinder Heat Transfer Correlation for Reciprocating Compressors*. International Compressor Engineering Conference. Paper 2103, 2012.

DUPREZ, M.; DUMONT, E.; FRÈRE. M. *Modelling of reciprocating and scroll compressor*. International Journal of Refrigeration 30, pp. 873-886, 2007.

DUARTE, W. M.; MAIA, A. A. T.; XAVIER, C. H. A.; PORTO, M. P.; MACHADO, L. *Modelagem matemática e simulação de um compressor alternativo para sistema de refrigeração*. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 0395., 2014, Uberlandia, Anais... 10 p.

FAGOTTI, F.; PRATA, A.T. *A new correlation for instantaneous heat transfer between gas and cylinder in reciprocating compressor*. International Compressor Engineering Conference. Paper 1351, 1998.

FAIRES, V.M.; SIMMANG, C.M. *Termodinâmica*. 6ª ed. Rio de Janeiro: Guanabara dois, 1983. p. 360-379.

HANLON, Paul C. (Ed.). *Compressor handbook*. Nova York: McGraw-Hill, 2001. 754p.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. *Fundamentos de transferência de calor e massa*. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

INMET (Instituto Nacional de Metrologia). *Consulta Dados da Estação Automática: BELO HORIZONTE - PAMPULHA (MG)*. Disponível em: <http://www.inmet.gov.br/sonabra/pg_dspDadosCodigo.php?QTUyMQ==>. Acessado em: 10/02/2014.

ISO (International Organization for Standardization). *Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, GUM*. Geneva, 1998.

JOFFILY, Leandro de Azevedo Lima. *Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2007.

KLEIN, S. A.; ALVARADO, F. L. *Engineering equation solver*. F-Chart Software, Box, v. 9.433, 2013.

KOURY, R. N. N.; MACHADO, L.; ISMAIL, K. A. R. *Numerical simulation of a variable speed refrigeration system*. International Journal of Refrigeration, pp. 192-200. 2001.

LIU, R.; ZHOU, Z. *Heat transfer between gas and cylinder wall of refrigerating reciprocating compressor*. International Compressor Engineering Conference, paper 441, 1984.

MAIA, Antônio Augusto Torres. *Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo de para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2005.

MATOS, Rudmar Serafim. *Manual Didático de Refrigeração*. DEMEC-UFPR, Curitiba, 2004.

NDIAYE, D.; BERNIER, M. *Dynamic model of a hermetic reciprocating compressor in on-off cycling operation*. Applied Thermal Engineering 30, pp. 791-799, 2010.

NAVARRO, E.; GRANRYD E.; URCHUEGUÍA, J.F.; CORBERÁN, J.M., 2007; *A phenomenological model for analyzing reciprocating compressor*. International Journal of Refrigeration 30, pp. 1254-1265, 2007.

RASMUSSEN, B. D.; JAKOBSEN, A. *Review of Compressor Models and Performance Characterizing Variables*. International Compressor Engineering Conference, paper 1429, 2000.

SOARES, Domingos S. L., *Sobre o valor da aceleração da gravidade medido no Departamento de Física*. Disponível em < <http://www.fisica.ufmg.br/~dsoares/g/g.htm> >. Acesso em: 10/05/2014.

TODESCAT, M.L.; FAGOTTI, F.; PRATA, A. T.; FERREIRA, R.T.S. *Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressor*. International Compressor Engineering Conference, paper 936, 1992.

WINANDY, E.; SAAVEDRA, C. O.; LEBRUM, J. *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor*. International Journal of Thermal Sciences, pp. 183-192, 2002.

YANG, B.; BRADSHAW, C.R.; GROLL, E. A. *Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston ring and bearings*. International Journal of Refrigeration, p. 1-13, 2012.

APÊNDICE 1 – PROGRAMA ELABORADO NO EES.

```

1: #####
2: FUNÇÃO PARA COEFICIENTE POR CONVECÇÃO NATURAL (CORRELA-
   ÇÕES DA ASHRAE, 2009)
3: #####
4: Function h_nat(FR$; TIPO$; T_p; T_infinity; g; L; P)
5: T=(T_p+T_infinity)/2           "Temperatura do filme"
6: beta=VolExpCoef(FR$;T=T;P=P)
7: rho=Density(FR$;T=T;P=P)
8: mu=Viscosity(FR$;T=T;P=P)
9: Pr=Prandtl(FR$;T=T;P=P)
10: k=Conductivity(FR$;T=T;P=P)
11: DELTAT=abs(T_p-T_infinity)
12: Gr=(g*beta*rho^2*(DELTAT)*L^3)/mu^2   "Número de Graslov"
13: Ra=Gr*Pr                               "Número de Rayleigh"
14: if (Tipo$='horizontal') and (Ra<200) and (Ra>1) then H_nat:=0,96*Ra^(1/6)*k/L
15: if (Tipo$='horizontal') and (Ra<10^4) and (Ra>=200) then
   H_nat:=0,59*Ra^(1/4)*k/L
16: if (Tipo$='horizontal') and (Ra<8*10^6) and (Ra>=2,2*10^4) then
   H_nat:=0,54*Ra^(1/4)*k/L
17: if (Tipo$='horizontal') and (Ra<1,5*10^9) and (Ra>=8*10^6) then
   H_nat:=0,15*Ra^(1/3)*k/L
18: if (Tipo$='vertical') and (Ra>=10^(-1)) and (Ra<=10^9) then
   H_nat:=(0,68+(0,67*Ra^(1/4))/((1+(0,492/Pr)^(9/16))^(4/9)))*k/L
19: if (Tipo$='vertical') and (Ra>=10^9) and (Ra<=10^12) then
   H_nat:=(0,825+(0,387*Ra^(1/6))/((1+(0,492/Pr)^(9/16))^(8/27)))^2*k/L
20: end
21: #####
22: FIM DA FUNÇÃO
23: #####
24: #####
25: FUNÇÃO PARA CÁLCULO DA EXERGIA
26: #####
27: Function Exergy(FR$; P_0; T_0; P; T)
28: h_0=Enthalpy('Air_ha';T=T_0;P=P_0)   "Entalpia do estado morto"
29: h=Enthalpy(FR$;T=T;P=P)              "Entalpia do ponto"
30: s_0=Entropy('Air_ha';T=T_0;P=P_0)    "Entropia do estado morto"
31: s=Entropy(FR$;T=T;P=P)                "Entropia do ponto"
32: Exergy=(h-h_0)-(T_0+273)*(s-s_0)      "Exergia"
33: End
34: #####
35: FIM DA FUNÇÃO
36: #####
37: #####
38: PROCEDIMENTO PARA CÁLCULO DE PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS
39: #####
40: Procedure Termofisicas(FR$; u; v: mu; k; Pr; x; T; P; rho)
41: T=Temperature(FR$;u=u;v=v);
42: P=Pressure(FR$;u=u;v=v)

```

```

43: rho=1/v
44: x=Quality(FR$,u=u;v=v)
45: "-----Define propriedades fora da região de vapor + liquido saturado-----"
46: if (x<0) and (x>1) then
47: mu=Viscosity(FR$,u=u;v=v)
48: k=Conductivity(FR$,u=u;v=v)
49: Pr=Prandtl(FR$,u=u;v=v)
50: "-----Define propriedades dentro da região de vapor + liquido saturado-----"
51: "Obs: Necessário para convergência dos cálculos de fração parcial para análise de
    incerteza"
52: else
53: mu_l=Viscosity(FR$,P=P;x=0)
54: mu_v=Viscosity(FR$,P=P;x=1)
55: mu=(x/mu_v+(1-x)/mu_l)^(-1)
56: k_l=Conductivity(FR$,P=P;x=0)
57: k_v=Conductivity(FR$,P=P;x=1)
58: k=(x/k_v+(1-x)/k_l)^(-1)
59: Pr_l=Prandtl(FR$,P=P;x=0)
60: Pr_v=Prandtl(FR$,P=P;x=1)
61: Pr=(x/Pr_v+(1-x)/Pr_l)^(-1)
62: endif
63: end
64: "#####"
65: FIM DO PROCEDIMENTO
66: "#####"
67: "#####"
68: MODELO PARA COMPRESSÃO
69: "#####"
70: PROCEDURE compressao(FR$; L; D_c; c; omega; P_asp; P_des; T_asp; T_p;
    T_des; DELTAm; V_m; V_f; Q)
71: $ARRAYS ON
72: V_c=pi*D_c^2/4*L "Cilindrada do compressor"
73: V_m=V_c*c "Volume morto"
74: N=400 "Malha espacial"
75: N1=10 "Número de iteração máximo para
    convergência do valor da temperatura da parede"
76: EPSILON=0,87 "Emissividade recomendada pela
    ASHRAE, (2009)"
77: DELTAL=L/N "Passo espacial"
78: V_bar_p=2*L*omega "Velocidade do fluido"
79: "-----Definição das propriedades e relações geométricas iniciais-----"
80: T[0]=T_asp
81: P[0]=P_asp
82: u_e[0]=IntEnergy(FR$,T=T[0];P=P[0])
83: v_e[0]=Volume(FR$,T=T[0];P=P[0])
84: rho[0]=1/v_e[0]
85: mu[0]=Viscosity(FR$,T=T[0];P=P[0])
86: k[0]=Conductivity(FR$,T=T[0];P=P[0])
87: Pr[0]=Prandtl(FR$,T=T[0];P=P[0])
88: theta[0]=0

```

89: $L[0]=L$

90: $V[0]=V_c+V_m$

91: $m=V[0]/v_e[0]$ "Massa presente na câmara de com-
pressão durante a compressão"

92: $u[0]=u_e[0]*m$

93: $P_a[0]=P_{asp}$ "P_a dados p/ curva PV=cte"

94: $P_b[0]=P_{asp}$ "P_b dados p/ curva $PV^k=cte$ "

95: $K_s=IsentropicExponent(FR\$;P=P_{asp};T=T_{asp})$

96: $i=0$

97: $T_p[0]=T_{asp}+20$ "1º chute para a temperatura da pa-
rede"

98: REPEAT "Loop para determinação do valor
da temperatura da parede"

99: tempo[0]=0

100: $j=0$

101: REPEAT "Loop para determinação da curva
de compressão"

102: $j=j+1$

103: $A[j-1]=\pi*D_c*L[j-1]+2*\pi*D_c^2/4$ "Superfície de troca de calor"

104: $Re[j-1]=\rho[j-1]*D_c*V_{bar_p}/\mu[j-1]$ "Nº de Reynolds"

105: $h[j-1]=0,08*Re[j-1]^{0,8}*Pr[j-1]^{0,6}*k[j-1]/D_c$ "Correlação de Disconzi, 2012"

106: $Q_{conv}[j-1]=h[j-1]*(T[j-1]-T_p[i])$ "Fluxo de calor por unidade área"

107: $Q[j-1]=(Q_{conv}[j-1])*A[j-1]/1000$ "Fluxo de calor"

108: $L[j]=L[j-1]-DELTA L$ "Posição do pistão"

109: $\theta[j]=\arccos((L[j]-L/2)/(L/2))$ "Posição angular"

110: $DELTA\theta[j]=\theta[j]-\theta[j-1]$ "Passo angular"

111: $DELTA t[j]=DELTA\theta[j]/\omega$ "Passo temporal"

112: tempo[j]=tempo[j-1]+DELTA t[j] "Tempo acumulado"

113: $V[j]=\pi*D_c^2/4*L[j]+V_m$ "Volume dentro da câmara"

114: $W[j-1]=P[j-1]*(V[j]-V[j-1])$ "Trabalho realizado"

115: $u[j]-u[j-1]=-Q[j-1]*DELTA t-W[j-1]$ "1ª lei da termodinâmica"

116: $v_e[j]=V[j]/m$

117: $u_e[j]=u[j]/m$

118: callTermofisicas(FR\$; u_e[j]; v_e[j]; mu[j]; k[j]; Pr[j]; x[j]; T[j]; P[j]; rho[j])

119: $P_a[j]=P_a[j-1]*V[j-1]/V[j]$ "P_a dados p/ curva PV=cte"

120: $P_b[j]=P_b[j-1]*(V[j-1]/V[j])^{K_s}$ "P_b dados p/ curva $PV^k=cte$ "

121: until (P[j]>=P_des) or (j>=N)

122: $i=i+1$

123: $T_p[i]=(T[j]+T_{asp})/2$ "Nova Temperatura da parede"

124: $ET_p=ABS(T_p[i]-T_p[i-1])$ "Erro no cálculo da Temperatura da
parede"

125: until (ET_p<0,01) or (i>=N1)

126: $T_{des}:=T[j]$ "Temperatura de descarga"

127: "-----CALCULOS DURANTE A DESCARGA-----"

128: $DELTA m:=abs(V[j]-V_m)*\rho[j]$ "Massa que sai da câmara em 1 ci-
clo"

129: $CS=\omega/(2*\pi)$ "ciclos/s"

130: $m_{dot}=DELTA m/CS$ "Vazão mássica"

131: $V_c=m_{dot}/(\rho[j-1]*A[j-1])$ "Velocidade do fluido"

```

132: Re_des=rho[j-1]*D_c*(V_bar_p+V_bar_p^0,8*V_c^0,2)/mu[j-1]"Nº de Reynolds"
133: h_des=0,08*Re_des^0,8*Pr[j-1]^0,6*k[j-1]/D_c"Correlação de Disconzi, 2012"
134: T_p=T_p[i] "Temperatura da parede"
135: V_f:=V[j] "Volume final"
136: REPEAT "Loop para determinação da troca
de calor e trabalho durante a descarga"
137: A[j-1]=pi*D_c*L[j-1]+2*pi*D_c^2/4 "Superfície de troca de calor"
138: Q_conv[j-1]=h_des*(T_des-T_p[i]) "Fluxo de calor por unidade área"
139: Q[j-1]=(Q_conv[j-1])*A[j-1]/1000 "Fluxo de calor"
140: L[j]=L[j-1]-DELTA "Posição do pistão"
141: V[j]=pi*D_c^2/4*L[j]+V_m "Volume dentro da câmara"
142: W[j-1]=P_des*(V[j]-V[j-1]) "Trabalho realizado"
143: theta[j]=arccos((L[j]-L/2)/(L/2)) "Posição angular do pistão"
144: P_a[j]=if(P_a[j-1];P_des;P_a[j-1]*V[j-1]/V[j];P_des;P_des)"P_a dados p/ curva
PV=cte"

145: j=j+1
146: until (j>=N+1)
147: Q=SUM(Q[i]; i=0; N-1)/N "Calor trocado durante compressão
+ descarga"
148: W=SUM(W[i]; i=0; N-1) "Trabalho necessário durante com-
pressão + descarga"
149: End
150: "#####"
151: FIM DO MODELO
152: "#####"
153: "#####"
154: MODELO PARA EXPANSÃO
155: "#####"
156: PROCEDURE expansao(FR$; L; D_c; c; omega; P_asp; P_des; T_asp; T_p;
T_des: DELTA; V_max; V_f; Q)
157: $ARRAYS ON
158: V_c=pi*D_c^2/4*L "Cilindrada do compressor"
159: V_m=V_c*c "Volume morto"
160: N=800 "Malha espacial"
161: N1=10 "Número de iteração máximo para
convergência do valor da temperatura da parede"
162: EPSILON=0,87 "Emissividade recomendada pela
ASHRAE, (2009)"
163: DELTA=L/N "Passo espacial"
164: V_bar_p=2*L*omega "Velocidade do fluido"
165: "-----Definição das propriedades e relações geométricas iniciais-----"
166: T[0]=T_des
167: P[0]=P_des
168: u_e[0]=IntEnergy(FR$;T=T[0];P=P[0])
169: v_e[0]=Volume(FR$;T=T[0];P=P[0])
170: rho[0]=1/v_e[0]
171: mu[0]=Viscosity(FR$;T=T[0];P=P[0])
172: k[0]=Conductivity(FR$;T=T[0];P=P[0])

```

```

173: Pr[0]=Prandtl(FR$,T=T[0];P=P[0])
174: theta[0]=180
175: L[0]=0
176: V[0]=V_m
177: m=V[0]/v_e[0] "Massa presente na câmara de com-
    pressão durante a expansão"
178: u[0]=u_e[0]*m
179: j=0
180: REPEAT "Loop para determinação da curva
    de expansão"
181: j=j+1
182: A[j-1]=pi*D_c*L[j-1]+2*pi*D_c^2/4 "Superfície de troca de calor"
183: Re[j-1]=rho[j-1]*D_c*V_bar_p/mu[j-1] "Nº de Reynolds"
184: h[j-1]*D_c/k[j-1]=0,12*Re[j-1]^0,8*Pr[j-1]^0,6"Correlação de Disconzi, 2012"
185: Q_conv[j-1]=h[j-1]*(T[j-1]-T_p[i]) "Fluxo de calor por unidade área"
186: Q[j-1]=(Q_conv[j-1])*A[j-1]/1000 "Fluxo de calor"
187: L[j]=L[j-1]+DELTAL "Posição do pistão"
188: theta[j]=arccos((L[j]-L/2)/(L/2)) "Posição angular"
189: DELTAt[j]=theta[j]-theta[j-1] "Passo angular"
190: DELTAt[j]=DELTAt[j]/omega "Passo temporal"
191: V[j]=pi*D_c^2/4*L[j]+V_m "Volume dentro da câmara"
192: W[j-1]=P[j-1]*(V[j]-V[j-1]) "Trabalho realizado"
193: u[j]-u[j-1]=-Q[j-1]*DELTAt-W[j-1] "1ª lei da termodinâmica"
194: v_e[j]=V[j]/m
195: u_e[j]=u[j]/m
196: callTermofisicas(FR$, u_e[j]; v_e[j]: mu[j]; k[j]; Pr[j]; x[j]; T[j]; P[j]; rho[j])
197: until (P[j]<=P_esp) or (j>=N)
198: rho=Density(FR$,T=T_esp;P=P_esp)
    DELTAm:=abs(V_c-(V[j]-V_m))*rho "Massa que entra da câmara em 1
    ciclo"
199: V_max:=V_c+V_m
200: V_f:=V[j]
201: "-----CALCULOS DURANTE A ASPIRAÇÃO-----"
202: CS=omega/(2*pi) "ciclos/s"
203: m_dot=DELTAm/CS "Vazão mássica"
204: V_c=m_dot/(rho[j-1]*A[j-1]) "Velocidade do fluído"
205: Re_esp=rho[j-1]*D_c*(V_bar_p+V_bar_p^(-0,4)*V_c*1,4)/mu[j-1] "Nº de Rey-
    nolds"
206: h_esp=0,08*Re_esp^0,9*Pr[j-1]^0,6*k[j-1]/D_c"Correlação de Disconzi, 2012"
207: REPEAT "Loop para determinação da troca
    de calor e trabalho durante a descarga"
208: A[j-1]=pi*D_c*L[j-1]+2*pi*D_c^2/4 "Superfície de troca de calor"
209: Q_conv[j-1]=h_des*(T_esp-T_p[i]) "Fluxo de calor por unidade área"
210: Q[j-1]=(Q_conv[j-1])*A[j-1]/1000 "Fluxo de calor"
211: L[j]=L[j-1]+DELTAL "Posição do pistão"
212: V[j]=pi*D_c^2/4*L[j]+V_m "Volume dentro da câmara"
213: W[j-1]=P_esp*(V[j]-V[j-1]) "Trabalho realizado"
214: theta[j]=arccos((L[j]-L/2)/(L/2)) "Posição angular do pistão"
215: j=j+1
216: until (j>=N+1)

```

217: $Q = \text{SUM}(Q[i]; i=0; N-1)/N$ "Calor trocado durante compressão + descarga"

218: $W = \text{SUM}(W[i]; i=0; N-1)$ "Trabalho necessário durante compressão + descarga"

219: End

220: "#####"

221: FIM DO MODELO

222: "#####"

223: "#####"

224: MODELO PARA O COMPRESSOR

225: "#####"

226: PROCEDURE modelo(FR\$; L; D_c; c; L_duto; D_asp; D_ha; D_hd; P_CLA; P_CLD; L_AD; H_AD; H_EX; S_AD; S_EX; E_p; omega; P_asp; P_des; T_asp; P; g; T_amb; NC: T_des; T_p; m_dot; E_M; T_pex; eta_v; W_dot; TSD; f)

227: \$ARRAYS ON

228: h_e_asp=Enthalpy(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

229: CS=omega/(2*pi) "ciclos/s"

230: DELTAT_asp=15 "Chute inicial para sobreaquecimento na câmara de aspiração"

231: i=0

232: T_ent[0]=T_asp+DELTAT_asp "Chute inicial para temperatura do fluído na entrada da câmara de compressão"

233: REPEAT "Loop geral do modelo"

234: callcompressao(FR\$; L; D_c; c; omega; P_asp; P_des; T_ent[i]; T_p; T_sai; DELTAm_d[i]; V_d[2];V_d[1]; Q_com)

235: callexpansao(FR\$; L; D_c; c; omega; P_asp; P_des; T_ent[i]; T_p; T_sai; DELTAm_a[i]; V_a[2]; V_a[1]; Q_exp)

236: m_dot=NC*(DELTAm_d[i]+DELTAm_a[i])/2*CS "Vazão mássica"

237: "-----MODELO PARA TÉRMICO DO COMPRESSOR-----"

238: Q_cam=(Q_com+Q_exp)/CS "Calor troca na câmara de compressão"

239: h_e_sai[i]=Enthalpy(FR\$;T=T_sai;P=P_des)

240: h_e_asp[i]=Enthalpy(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

241: EPSILON=0,87 "Superfície pintada, ASHRAE (2009)"

242: sigma=sigma# "Constante de stefan-boltzmann"

243: T_ma[i]=(T_asp+T_ent[i])/2 "Temperatura média na câmara de aspiração"

244: T_ent=T_ent[i]

245: "----PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE NA CÂMARA DE ASPIRAÇÃO"

246: rho_asp=Density(FR\$;T=(T_asp+T_ent)/2;P=P_asp)

247: mu_asp=Viscosity(FR\$;T=(T_asp+T_ent)/2;P=P_asp)

248: Pr_asp=Prandtl(FR\$;T=(T_asp+T_ent)/2;P=P_asp)

249: k_asp=Conductivity(FR\$;T=(T_asp+T_ent)/2;P=P_asp)

250: "----PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE NA CÂMARA DE DESCARGA"

251: rho_des=Density(FR\$;T=T_sai;P=P_des)

252: mu_des=Viscosity(FR\$;T=T_sai;P=P_des)

253: Pr_des=Prandtl(FR\$;T=T_sai;P=P_des)

254: k_des=Conductivity(FR\$;T=T_sai;P=P_des)

255: "-----TROCA DE CALOR NO DUTO DE ASPIRAÇÃO-----"

```

256: S_duto=pi*D_asp*L_duto
257: Re_duto=(4*m_dot)/(pi*D_asp*mu_asp)
258: if (Re_duto>2300) then h_duto=0,023*Re_duto^(4/5)*Pr_asp^0,4*k_asp/D_asp
259: if (Re_duto<=2300) then h_duto=3,66*k_asp/D_asp
260: Q_duto=S_duto*h_duto*(T_p-T_ma[i])/1000
261: "-----TROCA DE CALOR ENTRE AS CÂMARAS DE COMPRESSÃO E O
      AMBIENTE"
262: h_EX=h_nat('Air_ha'; 'vertical'; T_P; T_amb; g; H_EX; P)
263: Q_EX=H_EX*S_EX*(T_amb-T_amb)+EPSILON*sigma*S_EX*((T_p+273)^4-
      (T_amb+273)^4)
264: "-----COEFICIENTE CONVECTIVO NA CAMARA DE ASPIRAÇÃO-----"
265: Re_asp=(4*m_dot)/(pi*D_ha*mu_asp)
266: if (Re_asp>2300) then h_asp[i]=0,023*Re_asp^(4/5)*Pr_asp^0,4*k_asp/D_ha
267: if (Re_asp<=2300) then h_asp[i]=3,66*k_asp/D_ha
268: "-----COEFICIENTE CONVECTIVO NA CAMARA DE DESCARGA-----"
269: Re_des=(4*m_dot)/(pi*D_hd*mu_des)
270: if (Re_des>2300) then h_des[i]=0,023*Re_des^(4/5)*Pr_des^0,4*k_des/D_hd
271: if (Re_des<=2300) then h_des[i]=3,66*k_des/D_hd
272: "-----"
273: S_D=P_CLD*H_AD "área de troca de calor entre a câ-
      mara de aspiração e descarga"
274: S_A=P_CLA*H_AD+S_AD "área de troca de calor entre a câ-
      mara de aspiração/descarga e o ambiente"
275: S_AV=P_CLA*H_AD "área vertical de troca de calor entre
      a câmara de aspiração e o ambiente"
276: S_AH=S_AD "área horizontal de troca de calor
      entre a câmara de aspiração e o ambiente"
277: S_P=S_AD "área de troca de calor entre a câ-
      mara de aspiração a parede da câmara de compressão"
278: L_CH=S_AD/(P_CLD+P_CLA) "Comprimento característico para
      troca de calor por convecção natural no teto da câmara de aspiração/descarga"
279: R_a=1/(h_asp[i]*S_A) "Resistencia térmica entre câmaras
      lado da aspiração"
280: R_d=1/(h_des[i]*S_A) "Resistencia térmica entre câmaras
      lado da descarga"
281: R_di[i]=1/(h_des[i]*S_A) "Resistencia térmica entre câmara
      de descarga e o ambiente lado interno"
282: R_ai[i]=1/(h_asp[i]*S_A) "Resistencia térmica entre câmara
      de aspiração e o ambiente lado interno"
283: j=0
284: T_pea[j]=(T_ent+T_amb)/2 "Temperatura da parede lado ex-
      terno da camara de aspiração"
285: T_md[j]=T_sai "Temperatura média na câmara de
      descarga"
286: T_ped[j]=(T_sai+T_amb)/2 "Temperatura da parede lado ex-
      terno da camara descarga"
287: T_pd[j]=(T_md[j]-T_ma[i])*R_a/(R_a+R_d)+T_ma[i]"Temperatura da parede di-
      visória das câmaras do lado da aspiração"
288: REPEAT "Loop para resolver parte iterativa
      do modelo térmico "

```


289: $h_{AEV}[j]=h_{nat}('Air_ha'; 'vertical'; T_{pea}[j]; T_{amb}; g; H_{AD}; P)$

290: $h_{AEH}[j]=h_{nat}('Air_ha'; 'horizontal'; T_{pea}[j]; T_{amb}; g; L_{CH}; P)$

291: $Q_{aa}[j]=(h_{AEV}[j]*S_{AV}+h_{AEH}[j]*S_{AH})*(T_{amb}-T_{pea}[j])+EPSI-$
 $LON*\sigma*S_A*((T_{amb}+273)^4-(T_{pea}[j]+273)^4)$ "Calor trocado entre o a câ-
 mara de aspiração e o ambiente"

292: $R_{ae}[j]=1/((h_{AEV}[j]*S_{AV}+h_{AEH}[j]*S_{AH})+EPSI-$
 $LON*\sigma*S_A*((T_{amb}+273)^2+(T_{pea}[j]+273)^2)*((T_{amb}+273)+(T_{pea}[j]$
 $+273)))$

293: $Q_{pa}[j]=h_{asp}[i]*S_P*(T_p-T_{ma}[i])$ "Calor trocado entre o a câmara de
 aspiração e a câmara de compressão"

294: $Q_{d}[j]=h_{asp}[i]*S_D*(T_{pd}[j]-T_{ma}[i])$ "Calor trocado entre o a câmara de
 aspiração e a câmara de descarga"

295: $T_{pea}[j+1]=(T_{amb}-T_{ma}[i])*R_{ai}[i]/(R_{ae}[j]+R_{ai}[i])+T_{ma}[i]$

296: $h_{AEVD}[j]=h_{nat}('Air_ha'; 'vertical'; T_{ped}[j]; T_{amb}; g; H_{AD}; P)$

297: $h_{AEHD}[j]=h_{nat}('Air_ha'; 'horizontal'; T_{ped}[j]; T_{amb}; g; L_{CH}; P)$

298: $Q_{ad}[j]=(h_{AEVD}[j]*S_{AV}+h_{AEHD}[j]*S_{AH})*(T_{ped}[j]-T_{amb})+EPSI-$
 $LON*\sigma*S_A*((T_{ped}[j]+273)^4-(T_{amb}+273)^4)$ "Calor trocado entre o a câ-
 mara de descarga e o ambiente"

299: $R_{de}[j]=1/((h_{AEVD}[j]*S_{AV}+h_{AEHD}[j]*S_{AH})+EPSI-$
 $LON*\sigma*S_A*((T_{amb}+273)^2+(T_{ped}[j]+273)^2)*((T_{amb}+273)+(T_{ped}[j]$
 $+273)))$

300: $Q_{pd}[j]=h_{des}[i]*S_P*(T_{md}[j]-T_p)$ "Calor trocado entre o a câmara de
 aspiração e a câmara de compressão"

301: $Q_{des}[j]=Q_D[j]+Q_{AD}[j]+Q_{PD}[j]$ "Calor trocado na câmara de des-
 carga"

302: $DELTAh_{des}[j]=Q_{des}[j]/(m_{dot}*1000)$ "variação de entalpia câmara de
 descarga"

303: $h_{e_{des}}[j]=h_{e_{sai}}[i]-DELTAh_{des}[j]$ "entalpia na saída câmara de des-
 carga"

304: $T_{des}[j]=Temperature(FR\$,P=P_{des};h=h_{e_{des}}[j])$

305: $T_{md}[j+1]=(T_{des}[j]+T_{sai})/2$

306: $T_{ped}[j+1]=(T_{md}[j+1]-T_{amb})*R_{de}[j]/(R_{di}[i]+R_{de}[j])+T_{amb}$ "Tempera-
 tura da parede lado externo da câmara descarga"

307: $j=j+1$

308: $T_{pd}[j]=(T_{md}[j]-T_{ma}[i])*R_a/(R_a+R_d)+T_{ma}[i]$ "Temperatura da parede
 divisória das câmaras do lado da aspiração"

309: until (j>15) or ((abs(T_{pea}[j]-T_{pea}[j-1])<=0,1) and (abs(T_{pd}[j]-T_{pd}[j-1])<=0,5) and (abs(T_{ped}[j]-T_{ped}[j-1])<=0,1) and (abs(T_{md}[j]-T_{md}[j-1])<=0,1))

310: $Q_{asp}[i]=Q_{aa}[j-1]+Q_{pa}[j-1]+Q_D[j-1]+Q_{duto}$ "Calor trocado na câmara de as-
 piração"

311: $DELTAh_{asp}[i]=Q_{asp}[i]/(m_{dot}*1000)$ "variação de entalpia câmara de as-
 piração"

312: $h_{e_{ent}}[i]=h_{e_{asp}}[i]+DELTAh_{asp}[i]$

313: $T_{ent}[i+1]=Temperature(FR\$,P=P_{asp};h=h_{e_{ent}}[i])$

314: $i=i+1$

315: until (i>15) or ((abs(T_{ent}[i]-T_{ent}[i-1])<=0,1))

316: $E_m=((DELTA m_d[i-1]-DELTA m_a[i-1])/DELTA m_d[i-1])*100$ [%]

317: $T_{des}=T_{des}[j-1]$

```

318: T_pex=T_pea[j-1]
319: "-----DADOS PARA GRAFICO PV-----"
320: P_a[1]=P_asp
321: P_a[2]=P_asp
322: P_d[1]=P_des
323: P_d[2]=P_des
324: eta_v=(V_a[2]-V_a[1])/(V_a[2]-V_d[2])
325: "-----DADOS PARA PERFORMACE DO COMPRESSOR-----"
326: W_dot=m_dot*(h_e_des[j-1]-h_e_asp[i-1])+(Q_ex+Q_aa[j-1]+Q_ad[j-1])/1000
327: TSD=-((1-(T_amb+273)/(T_p+273))*Q_EX+(1-
(T_amb+273)/(T_pex+273))*Q_ad[j-1]+(1-(T_amb+273)/(T_ped[j-
1]+273))*Q_aa[j-1])/1000          "Somatório presente na fórmula
para cálculo do trabalho reversível"
328: f=(Q_ex+Q_aa[j-1]+Q_ad[j-1])/(W_dot*1000)
329: end
330: "#####"
331: FIM DO MODELO
332: "#####"
333: $UnitSystemkJrad
334: "#####"
335: DADOS DE OPERAÇÃO
336: "#####"
337: FR$='R134a'          "Fluido refrigerante"
338: P=91,26 [kpa]          "Pressão de belo horizonte"
339: g=9,7838163 [m/s^2]          "Gravidade no campos da UFMG"
340: T_amb=29,8 [C]          "Temperatura ambiente"
341: P_alta=200 [psi]          "Pressão manométrica na saída do
compressor"
342: P_baixa=14 [psi]          "Pressão manométrica na entrada
do compressor"
343: T_asp=8,7 [C]          "Temperatura na entrada do com-
pressor"
344: N=907,5 [RPM]          "Rotação do compressor"
345: "#####"
346: GEOMETRIA DO COMPRESSOR
347: "#####"
348: D_c=0,050 [m]          "Diâmetro do cilindro"
349: D_ha=0,02603          "Diâmetro hidráulico da aspiração"
350: D_hd=0,07071          "Diâmetro hidráulico da descarga"
351: L=0,040 [m]          "Curso do cilindro"
352: c=0,07          "Coeficiente nocivo"
353: NC=2          "Número de cilindros"
354: L_duto=0,11 [m]          "Comprimento do duto da aspira-
ção"
355: D_asp=0,014[m]          "Diâmetro de entrada do duto da as-
piração"
356: P_CLA=0,215 [m]          "Perímetro da câmara de aspira-
ção/descarga que troca calor com o ambiente"
357: P_CLD=0,150 [m]          "Perímetro da câmara de aspira-
ção/descarga que troca calor com a descarga"

```

358: L_AD=0,040 [m] "Largura da câmara de aspiração/descarga"

359: H_AD=0,021 [m] "Altura da câmara de aspiração/descarga"

360: S_AD=(4506*10⁽⁻⁶⁾) [m²] "Área da base/teto da câmara de aspiração/descarga"

361: S_EX=(70602*10⁽⁻⁶⁾) [m²] "Superfície externa as câmaras de compressão para de troca de calor"

362: H_EX=0,1[m] "Altura externa as câmaras de compressão para de troca de calor"

363: E_p=0,007 [m] "Espessura da parede no cabeçote do compressor"

364: "#####"

365: **CONVERSÕES DE UNIDADES**

366: "#####"

367: P_asp=P+P_baixa*6,89475789[kPa/psi]

368: P_des=P+P_alta*6,89475789[kPa/psi]

369: omega=N*(2*pi/60 [rad/s*RPM])

370: m_dot_calc=m_dot*3600 [s/h]

371: "#####"

372: **RODA O MODELO PARA O COMPRESSOR**

373: "#####"

374: call modelo(FR\$; L; D_c; c; L_duto; D_asp; D_ha; D_hd; P_CLA; P_CLD; L_AD; H_AD; S_AD; S_EX; H_EX; E_p ; omega; P_asp; P_des;T_asp; P; g; T_amb; NC: T_des; T_p; m_dot; E_M; T_pex; eta_v; W_dot; TSD; f)

375: "#####"

376: **VALIDAÇÃO**

377: "#####"

378: m_dot_med=43,5 [kg/h]

379: T_des_med=90,9 [C]

380: u_vazao=2,4 [kg/h]

381: erro=abs(m_dot_calc-m_dot_med)/m_dot_med

382: erroT=(T_des-T_des_med)

383: "#####"

384: **DADOS P/ DESEMPENHO DO COMPRESSOR**

385: "#####"

386: rho_asp=Density(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

387: V_c=pi*D_c²/4*L

388: h_asp=Enthalpy(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

389: s_asp=Entropy(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

390: v_asp=Volume(FR\$;T=T_asp;P=P_asp)

391: h_des_T=Enthalpy(FR\$;T=T_asp;P=P_des)

392: h_des_I=Enthalpy(FR\$;s=s_asp;P=P_des)

393: v_des=Volume(FR\$;T=T_des_med;P=P_des)

394: P_asp*v_asp^{n_p}=P_des*v_des^{n_p}

395: psi_asp=Exergy(FR\$; P; T_amb; P_asp; T_asp)

396: psi_des=Exergy(FR\$; P; T_amb; P_des; T_des)

397: P_r=P_des/P_asp

398: W_rev=m_dot*(psi_des-psi_asp)+TSD

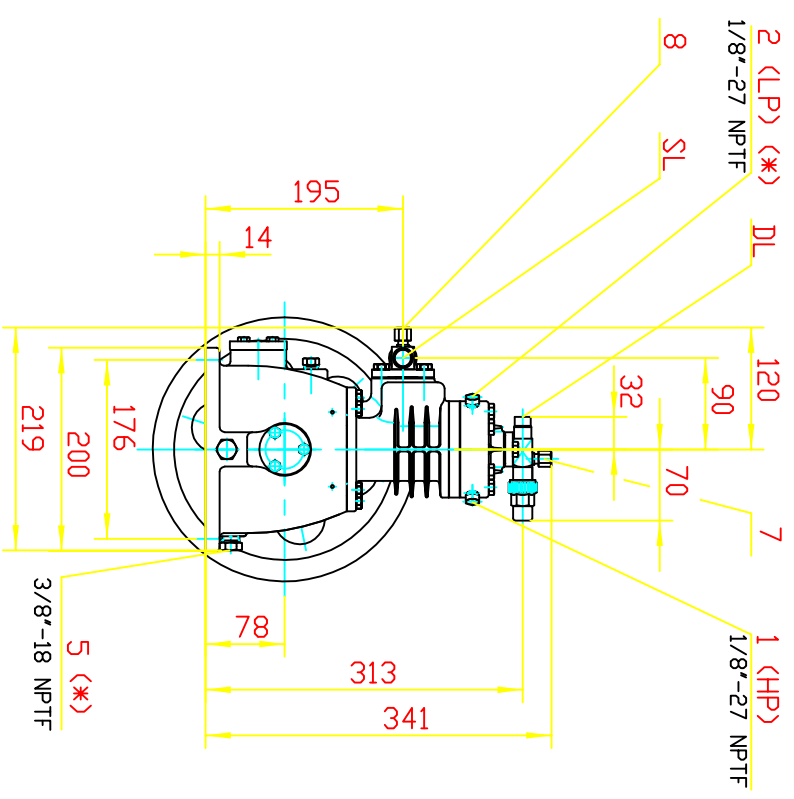
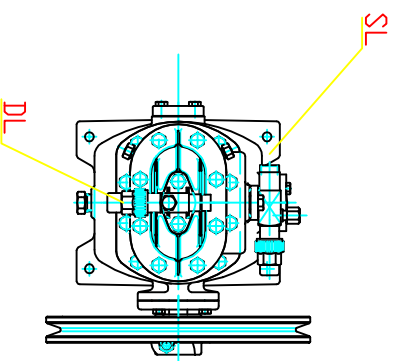
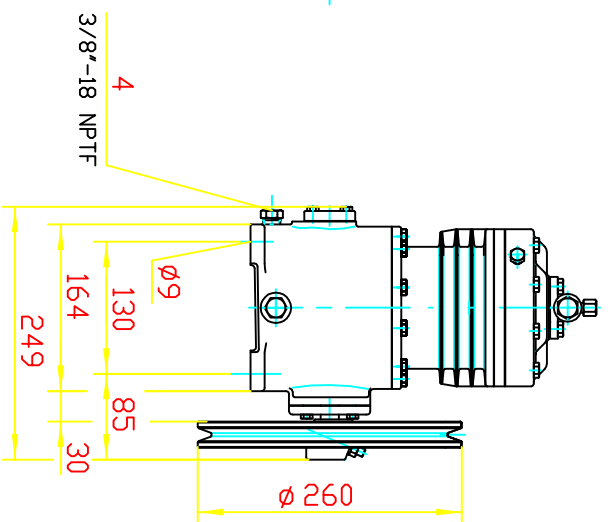
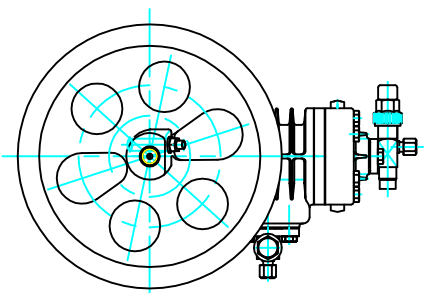
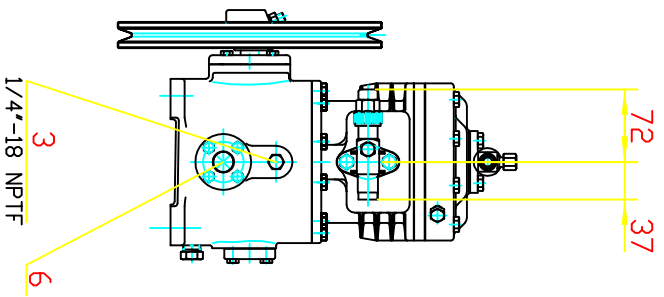
399: "#####"

400: DESEMPENHO DO COMPRESSOR
401: #####"
402: $\eta_{VG} = \dot{m} / (NC * V_c * N / 60 * \rho_{asp})$
403: $\eta_I = \dot{m} * (h_{des_I} - h_{asp}) / W_{dot}$
404: $\eta_P = (\dot{m} * (P_{des} * v_{des} - P_{asp} * v_{asp}) / (n_p - 1)) / W_{dot}$
405: $\eta_e = W_{rev} / W_{dot}$

APÊNDICE 2 – TABELA DE MEDIÇÕES DOS ENSAIOS EXPERIMENTAIS.

Dia	T_cond	Aj Rotação	T_agua(PID)	Rotação	P_ent	P_saida	Vazão max	Vazão min	Vazão	U_vazao	T_ent	T_saida	T_amb
05/jan	55,0 °C	900 RPM	5,0 °C	908 RPM	14,0 psi	200,0 psi	42,0 kg/h	45,0 kg/h	43,5 kg/h	2,4 kg/h	8,7 °C	90,9 °C	29,8 °C
08/jan	54,0 °C	900 RPM	10,0 °C	900 RPM	18,0 psi	197,5 psi	51,0 kg/h	54,0 kg/h	52,5 kg/h	2,4 kg/h	13,5 °C	91,4 °C	29,6 °C
10/jan	54,0 °C	900 RPM	15,0 °C	898 RPM	22,0 psi	197,5 psi	62,0 kg/h	59,0 kg/h	60,5 kg/h	2,4 kg/h	17,3 °C	91,3 °C	28,8 °C
10/jan	54,0 °C	900 RPM	20,0 °C	900 RPM	26,0 psi	200,0 psi	72,0 kg/h	68,0 kg/h	70,0 kg/h	3,0 kg/h	20,8 °C	91,3 °C	29,1 °C
05/jan	50,0 °C	900 RPM	5,0 °C	908 RPM	13,5 psi	172,5 psi	42,5 kg/h	46,0 kg/h	44,3 kg/h	2,7 kg/h	9,0 °C	87,8 °C	30,1 °C
05/jan	50,0 °C	900 RPM	10,0 °C	903 RPM	17,0 psi	177,5 psi	50,0 kg/h	54,0 kg/h	52,0 kg/h	3,0 kg/h	12,9 °C	87,7 °C	29,3 °C
05/jan	50,0 °C	900 RPM	15,0 °C	903 RPM	21,0 psi	177,5 psi	58,0 kg/h	61,0 kg/h	59,5 kg/h	2,4 kg/h	17,4 °C	87,3 °C	30,2 °C
05/jan	50,0 °C	900 RPM	20,0 °C	903 RPM	25,0 psi	177,5 psi	67,0 kg/h	70,0 kg/h	68,5 kg/h	2,4 kg/h	21,9 °C	89,4 °C	30,9 °C
05/jan	44,0 °C	900 RPM	5,0 °C	908 RPM	13,0 psi	152,5 psi	42,0 kg/h	45,0 kg/h	43,5 kg/h	2,4 kg/h	9,5 °C	84,4 °C	30,0 °C
08/jan	44,0 °C	900 RPM	10,0 °C	903 RPM	16,0 psi	152,5 psi	49,0 kg/h	52,0 kg/h	50,5 kg/h	2,4 kg/h	13,5 °C	85,3 °C	30,0 °C
10/jan	44,0 °C	900 RPM	15,0 °C	903 RPM	20,0 psi	152,5 psi	60,0 kg/h	57,0 kg/h	58,5 kg/h	2,4 kg/h	17,1 °C	84,8 °C	29,9 °C
07/jan	54,0 °C	1000 RPM	5,0 °C	1000 RPM	14,0 psi	200,0 psi	45,0 kg/h	48,0 kg/h	46,5 kg/h	2,4 kg/h	8,8 °C	93,3 °C	30,0 °C
10/fev	54,0 °C	1000 RPM	10,0 °C	1000 RPM	18,0 psi	197,5 psi	56,0 kg/h	52,0 kg/h	54,0 kg/h	3,0 kg/h	18,4 °C	99,8 °C	34,3 °C
28/jan	54,0 °C	1000 RPM	15,0 °C	998 RPM	21,0 psi	197,5 psi	64,0 kg/h	62,0 kg/h	63,0 kg/h	1,8 kg/h	18,8 °C	95,1 °C	30,7 °C
28/jan	54,0 °C	1000 RPM	20,0 °C	995 RPM	25,0 psi	202,5 psi	74,0 kg/h	71,0 kg/h	72,5 kg/h	2,4 kg/h	22,6 °C	95,7 °C	31,2 °C
03/jan	50,0 °C	1000 RPM	5,0 °C	1000 RPM	12,0 psi	180,0 psi	45,0 kg/h	48,0 kg/h	46,5 kg/h	2,4 kg/h	10,2 °C	90,5 °C	29,4 °C
03/jan	50,0 °C	1000 RPM	10,0 °C	995 RPM	17,0 psi	177,5 psi	53,0 kg/h	56,0 kg/h	54,5 kg/h	2,4 kg/h	15,8 °C	91,3 °C	29,5 °C
03/jan	50,0 °C	1000 RPM	15,0 °C	995 RPM	19,5 psi	172,5 psi	60,0 kg/h	63,0 kg/h	61,5 kg/h	2,4 kg/h	18,9 °C	90,4 °C	30,2 °C
03/jan	50,0 °C	1000 RPM	20,0 °C	995 RPM	23,0 psi	177,5 psi	68,0 kg/h	71,0 kg/h	69,5 kg/h	2,4 kg/h	22,4 °C	91,5 °C	31,5 °C
07/jan	44,0 °C	1000 RPM	5,0 °C	1003 RPM	12,0 psi	152,5 psi	42,0 kg/h	47,0 kg/h	44,5 kg/h	3,6 kg/h	9,0 °C	86,7 °C	30,2 °C
08/jan	44,0 °C	1000 RPM	10,0 °C	1000 RPM	15,0 psi	150,0 psi	51,0 kg/h	54,0 kg/h	52,5 kg/h	2,4 kg/h	13,6 °C	86,2 °C	30,2 °C
10/jan	44,0 °C	1000 RPM	15,0 °C	1003 RPM	18,5 psi	152,5 psi	61,0 kg/h	59,0 kg/h	60,0 kg/h	1,8 kg/h	17,2 °C	86,8 °C	29,4 °C
07/jan	54,0 °C	1100 RPM	5,0 °C	1098 RPM	14,0 psi	200,0 psi	47,0 kg/h	50,0 kg/h	48,5 kg/h	2,4 kg/h	8,9 °C	94,5 °C	29,5 °C
10/fev	54,0 °C	1100 RPM	10,0 °C	1103 RPM	17,0 psi	197,5 psi	59,0 kg/h	53,0 kg/h	56,0 kg/h	4,1 kg/h	17,7 °C	101,0 °C	33,6 °C
08/jan	54,0 °C	1100 RPM	15,0 °C	1098 RPM	21,0 psi	197,5 psi	64,0 kg/h	67,0 kg/h	65,5 kg/h	2,4 kg/h	16,7 °C	95,4 °C	29,9 °C
08/jan	54,0 °C	1100 RPM	20,0 °C	1098 RPM	24,0 psi	200,0 psi	73,0 kg/h	77,0 kg/h	75,0 kg/h	3,0 kg/h	20,3 °C	95,2 °C	29,3 °C
06/jan	50,0 °C	1100 RPM	5,0 °C	1103 RPM	12,5 psi	177,5 psi	46,0 kg/h	50,0 kg/h	48,0 kg/h	3,0 kg/h	8,5 °C	91,8 °C	29,1 °C
06/jan	50,0 °C	1100 RPM	10,0 °C	1103 RPM	16,0 psi	177,5 psi	50,0 kg/h	62,0 kg/h	56,0 kg/h	7,6 kg/h	12,5 °C	91,5 °C	29,4 °C
06/jan	50,0 °C	1100 RPM	15,0 °C	1100 RPM	19,0 psi	177,5 psi	63,0 kg/h	67,0 kg/h	65,0 kg/h	3,0 kg/h	15,9 °C	90,9 °C	29,6 °C
06/jan	50,0 °C	1100 RPM	20,0 °C	1098 RPM	22,0 psi	175,0 psi	71,0 kg/h	75,0 kg/h	73,0 kg/h	3,0 kg/h	19,9 °C	91,5 °C	29,6 °C
10/fev	44,0 °C	1100 RPM	5,0 °C	1103 RPM	12,0 psi	152,5 psi	48,0 kg/h	45,0 kg/h	46,5 kg/h	2,4 kg/h	14,4 °C	95,9 °C	34,5 °C
10/fev	44,0 °C	1100 RPM	10,0 °C	1100 RPM	14,5 psi	150,0 psi	55,0 kg/h	51,0 kg/h	53,0 kg/h	3,0 kg/h	15,4 °C	92,1 °C	32,3 °C
28/jan	44,0 °C	1100 RPM	15,0 °C	1100 RPM	18,0 psi	160,0 psi	64,0 kg/h	61,0 kg/h	62,5 kg/h	2,4 kg/h	18,7 °C	92,4 °C	31,4 °C

ANEXO 1 – DESENHO DO COMPRESSOR.



(*) - optional

Für dieses Bauelement behalten wir uns das Recht vor, ohne unsere Vorwarnung Änderungen vorzunehmen. Die Zeichnung ist nur für den angegebenen Zweck und nur durch ein Original gültig. Nachdruck, Verbreitung, Weitergabe, Verleihe, Kopieren, Reproduktionen, Nachdrucke, Verleumdungen, etc. sind ausdrücklich untersagt.		Maßstab: 1:1 Dts. Nr.: Name: Erstell.: 28.12.1999 JWS Bearb.: 21.03.2001 JWS Gepr.: 22.03.2001 Reibstock	Dokumentbezeichnung: Kolbenverächter Typ III Zeichnungsnummer: 120054-001-M01-01 Blatt Version: 1-3-1
---	--	--	---



BITZER
COMPRESSORS