UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CENTRO TECNOLÓGICO

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Murilo Ferreira Nicoluzzi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO

Florianópolis

2022

Murilo Ferreira Nicoluzzi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Florianópolis

2022

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Nicoluzzi, Murilo Ferreira
INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO / Murilo Ferreira Nicoluzzi ; orientador, César Deschamps, 2022.
97 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2022.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Vazamento de gás. 3. Folga pistão-cilindro. 4. Compressor alternativo. I. Deschamps, César. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Murilo Ferreira Nicoluzzi

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DO VAZAMENTO NA FOLGA PISTÃO-CILINDRO DE COMPRESSORES ALTERNATIVOS DE REFRIGERAÇÃO

O presente trabalho em nível de mestrado foi avaliado e aprovado por banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Ernane Silva, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa Catarina

Certificamos que esta é a **versão original e final** do trabalho de conclusão que foi julgado adequado para obtenção do título de mestre em mestre em Engenharia Mecânica.

Documento assinado digitalmente
Paulo de Tarso Rocha de Mendonca
Data: 22/09/2022 15:00:43-0300
CPF: ***.822.691-**
Verifique as assinaturas em https://v.ufsc.br

Prof. Paulo de Tarso Rocha de Mendonça, Ph.D.

Coordenação do Programa de Pós-Graduação

Documento assinado digitalmente
Cesar Jose Deschamps
Data: 22/09/2022 13:51:10-0300
CPF: ***.377.159-**
Verifique as assinaturas em https://v.ufsc.br

Prof. César J. Deschamps, Ph.D.

Orientador

Florianópolis, 2022.

A Gustavo,

A meus pais.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor César, pela orientação, incentivo, disponibilidade, suporte e por todas as oportunidades de aprendizado desde minha admissão no POLO em 2013.

Aos membros da banca examinadora, pela disposição em contribuir com esse trabalho.

À EMBRACO, à EMBRAPII e ao CnPQ pelo apoio financeiro e técnico

Ao engenheiro Cláudio J. Santos, por todo o suporte técnico a essa pesquisa, de sua concepção a sua conclusão.

Aos amigos e colegas do POLO, especialmente Eduardo, Téo e Vitor, pela amizade, incontáveis discussões e constante apoio.

Aos meus pais, pelo suporte em absolutamente todos os sentidos.

"Laura lê o momento enquanto ele passa
Aqui está, pensa; já lá vai.
A página está prestes a ser virada"

Michael Cunningham

RESUMO

Vazamentos de fluido refrigerante reduzem de forma significativa as eficiências volumétrica e isentrópica de compressores alternativos de refrigeração doméstica, podendo até mesmo inviabilizar seus empregos em sistemas de refrigeração de baixa capacidade. Um dos caminhos pelos quais o fluido refrigerante vaza é a folga formada entre o cilindro e o pistão, induzido principalmente pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e o ambiente interno do compressor. Apesar de algumas análises numéricas estarem disponíveis na literatura, existem poucas investigações experimentais sobre o vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro devido à dificuldade em se construir uma bancada de testes adequada. Assim, há uma carência de dados experimentais para a validação de modelos numéricos, geralmente usados na otimização de compressores. O objetivo desse trabalho é investigar o vazamento na folga pistão-cilindro para diferentes dimensões de folga, velocidades do compressor e condições de operação, representadas pelas temperaturas de evaporação e condensação. Os resultados mostraram que o vazamento aumenta com as temperaturas de condensação e evaporação e decai com o aumento da velocidade do compressor. Além disso, resultados de modelos disponíveis na literatura foram comparados com as medições, sendo observada boa concordância quando adotam formulação de escoamento de fluido compressível. Por fim, duas correlações empíricas foram desenvolvidas a partir das medições para estimar o vazamento. Uma dessas correlações, desenvolvida através do Teorema dos πs de Buckingham, foi identificada como a mais conveniente em termos de usabilidade e acurácia, com erro médio de 8,9%.

Palavras-chave: Vazamento de gás. Folga pistão-cilindro. Compressor alternativo.

ABSTRACT

Leakage of refrigerant significantly reduces the volumetric and isentropic efficiencies of reciprocating compressors adopted in household systems and may even make their use in low-capacity refrigeration systems unfeasible. One of the ways in which the leakage of refrigerant takes place is through the gap formed between the cylinder and the piston, induced mainly by the pressure difference between the compression chamber and the internal environment of the compressor. Despite some numerical analyses available in the literature, there are few experimental investigations on refrigerant leakage in the piston-cylinder gap due to the difficulty in building a suitable test bench. Thus, there is a lack of experimental data for the validation of numerical models that are generally used in the optimization of compressors. The objective of this work is to investigate the leakage through the piston-cylinder gap for different gap dimensions, compressor speeds and operating conditions, represented by the evaporating and condensing temperatures. The results showed that leakage increases with the evaporating and condensing temperatures and decreases with the compressor speed. Furthermore, results from models available in the literature were compared with the measurements, and good agreement was observed when the compressible fluid flow formulation was adopted. Finally, two empirical correlations were developed from the measurements to estimate leakage. One of these correlations, developed through Buckingham's πs Theorem, was identified as the most convenient in terms of usability and accuracy, with a mean error of 8,9%.

Keywords: Gas leakage. Piston-cylinder clearance. Reciprocating compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Componentes básicos de um sistema de refrigeração 22

Figura 1.2 - Ciclo de compressão idealizado 23

Figura 1.3 – Representação esquemática do vazamento pela folga formada entre pistão e cilindro 24

Figura 2.1 – Representação esquemática da bancada experimental que mede o vazamento pistão-cilindro utilizada por Ferreira e Lilie (1984) (fonte: Ferreira e Lilie, 1984) 28

Figura 2.2 - Representação esquemática da bancada experimental utilizada por Dias (2012) (fonte: Dias, 2012) 29

Figura 3.1 - Reservatório rígido com abertura para entrada ou saída de gás. 33

Figura 3.2 - Esquema da bancada experimental 35

Figura 3.3 – Ciclo termodinâmico simplificado de um calorímetro de ciclo quente. 36

Figura 3.4 – Foto da bancada experimental. 38

Figura 3.5 – Representação esquemática do compressor com sucção indireta (a) e sucção direta (b) 39

Figura 3.6 – Componentes do compressor original (a) e modificado (b). 40

Figura 3.7 – Placa de válvulas modificada. 41

Figura 3.8 – Mangueira pneumática e abraçadeiras de metal conectando a placa de válvulas modificada ao passador de sucção 41

Figura 3.9 – Dois reservatórios rígidos, conectados por um tubo, separados por uma válvula 42

Figura 3.10 – Representação esquemática da bancada experimental secundária utilizada 43

Figura 3.11 – Pressão interna da carcaça durante os períodos de regime permanente (I), fechamento da válvula solenoide (II) e abertura da válvula solenoide (III) 45

Figura 3.12 – Pressão de descarga em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C) 46

Figura 3.13 – Pressão de sucção em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C) 47

Figura 3.14 – Vazão do compressor em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C) 47

Figura 3.15 – Temperatura do ambiente interno da carcaça em um experimento realizado 49

Figura 3.16 – Pressão interna da carcaça em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C) 49

Figura 4.1 – Vazamento medido em todas as folgas e condições de operação para a velocidade do compressor de 2000 RPM e temperatura de condensação de 30°C (a), 40°C (b) e 50°C (c) 56

Figura 4.2 - Diferença de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça para a temperatura de condensação de 40°C 57

Figura 4.3 – Vazamento relativo em todas as folgas e condições de operação para a velocidade do compressor de 2000 RPM e temperatura de condensação de 30°C (a), 40°C (b) e 50°C (c) 58

Figura 4.4 – Vazamentos para todas as rotações e folgas do envelope de testes, na condição de operação de (-25°C, 40°C) 60

Figura 4.5 – Vazamento para a folga de 1,0, nas condições de operação de operação (a) (-35°C, 30°C), (b) (-25°C, 40°C), (c) (-15°C, 50°C) e (-35°C, 50°C) 61

Figura 4.6 – Velocidade do pistão (a) e densidade do fluido refrigerante dentro da câmara de compressão (b) ao longo de um ciclo de compressão simples 62

Figura 4.7 – Vazamento relativo em todas as rotações e folgas do envelope de testes, na condição de operação de (-25°C, 40°C) 63

Figura 4.8 - Vazamento relativo para a folga de 1,0, nas condições de operação de operação (-35°C, 30°C) (a), (-15°C, 50°C) (b) e (-35°C, 50°C) (c). 63

Figura 4.9 – Comparação entre medições (—■—) e estimativas do modelo de Braga (2017) em diversas condições de operação, considerando fluido compressível (—●—) e incompressível (—▲—) e velocidade de rotação de 2000 RPM 67

Figura 4.10 - Comparação entre o vazamento relativo medido (—■—) e calculado com o modelo de Braga (2017) (—●—) em diversas condições de operação e velocidade de rotação de 2000 RPM 68

Figura 4.11 – Medições e resultados numéricos obtidos com Braga (2017) e Zuk e Smith (1969), para as condições de (a) (-15°C, 30°C), (b) (-15°C, 50°C), (c) (-35°C, 30°C) e (d) (-35°C, 50°C) e velocidade de rotação de 2000 RPM 69

Figura 4.12 – Vazamento medido e calculado para a condição de operação (-25°C, 40°C) para as folgas de (a) 0,76, (b) 1,00, (c) 1,17 e (d) 1,36 e velocidade de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM 70

Figura 4.13 – Vazamentos medido e calculado com Braga (2017) e Zuk e Smith (1969), para as condições de (a) (-15°C, 50°C), (b) (-35°C, 50°C) e (c) (-35°C, 30°C), folga 1,00 e velocidades de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM 71

Figura 4.14 – Vazamento relativo medido e calculado para a condição de operação (-25°C, 40°C) para as folgas de (a) 0,76, (b) 1,00, (c) 1,17 e (d) 1,36 e velocidade de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM 72

Figura 4.15 - Vazamento relativo medido e calculado com Braga (2017) para as condições de (a) (-15°C, 50°C), (b) (-35°C, 30°C) e (c) (-35°C, 50°C), folga 1,00 e velocidades de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM 73

Figura 4.16 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional para todas as folgas, velocidade de rotação de 2000 RPM e temperatura de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C 77

Figura 4.17 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional em todas as rotações e folgas contempladas nos experimentos, na condição de operação de (-25°C, 40°C) 78

Figura 4.18 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional para a folga 1 e temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 50°C 78

Figura 4.19 - $\Pi 1$ medidos e calculados com a correlação adimensional para todas as folgas, velocidade de rotação de 2000 RPM e temperatura de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C 82

Figura 4.20 - $\Pi 1$ medidos e calculados com a correlação adimensional para a folga 1,00 e temperaturas de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C 83

Figura 4.21 - $\Pi 1$ medidos e calculados com a correlação adimensional para a condição de operação (-25°C, 40), e todas as folgas..... 83

Figura 4.22 – Histogramas dos erros absolutos da (a) correlação dimensional e (b) correlação adimensional..... 84

Figura 4.23 - Histogramas dos erros relativos da (a) correlação dimensional e (b) correlação adimensional..... 85

LISTA DE TABELAS

Tabela 4-1: Dimensões dos cilindros, pistões e folgas utilizados nos experimentos 52

Tabela 4-2: Envelope de testes 53

Tabela 4-3: Vazamentos pistão cilindro medidos em diferentes folgas e condições para a velocidade de 2000 RPM 55

Tabela 4-4: Diferença média de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça do compressor por ciclo.....57

Tabela 4-5: Vazões do compressor normalizadas medidas para folga 1,00 e velocidade de 2000 RPM.....59

Tabela 4-6: Parâmetros de entrada da correlação dimensional 75

Tabela 4-7: Parâmetros envolvidos no vazamento pistão-cilindro selecionados para implementação do Teorema dos pis de Buckingham 79

Tabela 4-8: Erros absolutos e relativos das correlações e fator de correção desenvolvidos 84

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLOS GERAIS

Símbolo	Descrição	Unidade
D	Diâmetro do cilindro	[m]
L	Comprimento do pistão	[m]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[g/h]
m_l^*	Vazamento relativo	[-]
p	Pressão	[bar]
T	Temperatura	[°C]
t	Tempo	[s]
V	Volume	[m³]
v_p	Velocidade do pistão	[m/s]
w	Velocidade de operação do compressor	[1/min]

SÍMBOLOS GREGOS

Símbolo	Descrição	Unidade
δ	Dimensão da folga	[µm]
Δ	Diferencial	[-]
ε	Tax de variação da temperatura em relação à pressão	[-]
μ	Viscosidade do fluido refrigerante	[N.s/m²]
Π	Constante de Buckingham	[-]
ρ	Densidade do fluido refrigerante	[kg/m³]

SUB-ÍNDICES

Símbolo	Descrição
br	Referente ao modelo de Braga (2017)
c	Referente a condensação
$carc$	Referente câmara de compressão
cc	Referente à condensação
$EQUI$	Equilíbrio
l	Vazamento pistão-cilindro
s	Referente à sucção
t	Total
v	Referente à evaporação
zs	Referente ao modelo de Zuk e Smith (1969)

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO 21
1.1 - OBJETIVOS 25
2. REVISÃO DA LITERATURA 27
2.1 – INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS 27
2.2 –MODELOS NUMÉRICOS 29
2.3 - CONTRIBUIÇÕES 31
3. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL 33
3.1 - MEDIÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA 33
3.2 - BANCADA EXPERIMENTAL 34
3.2.1 –CALORÍMETRO DE CICLO QUENTE 35
3.2.2 – MODIFICAÇÕES NO COMPRESSOR 39
3.3 - BANCADA PARA MEDIÇÃO DO VOLUME DA CARCAÇA 41
3.4 - PROCEDIMENTO DE TESTE 44
3.5 - CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA 45
4. RESULTADOS 51
4.1 – ENVELOPE DE TESTES 51
4.2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS 53
4.2.1 – EFEITO DA FOLGA E DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO 54
4.2.2 – EFEITO DA VELOCIDADE DO COMPRESSOR 59
4.3 – COMPARAÇÃO COM MODELOS DA LITERATURA 64
4.3.1 – APRESENTAÇÃO DOS MODELOS TEÓRICOS 64
4.3.2 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS 65
4.4 – DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES 73
4.4.1 – CORRELAÇÃO DIMENSIONAL 74

4.4.2 – CORRELAÇÃO ADIMENSIONAL 78
4.4.3 – COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS 84
5. CONCLUSÕES 87
5.1 – PRINCIPAIS CONCLUSÕES 87
5.2 – SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS 88
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 91
APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO DO VOLUME DA CARCAÇA 93
APÊNDICE B - INCERTEZA DO VAZAMENTO 95

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração é uma área de interesse da engenharia e está presente em setores como o industrial, comercial e doméstico. De acordo com dados apresentados pelo Instituto Internacional de Refrigeração, sistemas de refrigeração foram responsáveis por 20% do consumo da energia elétrica produzida no mundo (IIR, 2019). No âmbito de refrigeração doméstica, a quantidade de dispositivos em operação em nível mundial é avaliada em aproximadamente dois bilhões. No contexto nacional, em 2015, havia pelo menos um refrigerador em 97,83% dos domicílios particulares permanentes (IBGE, 2015). Assim, aperfeiçoamentos em refrigeradores domésticos resultam em impactos econômicos e ambientais consideráveis.

No âmbito da refrigeração doméstica, predomina o resfriamento baseado na compressão mecânica de vapor. Sistemas de refrigeração que adotam esse método são essencialmente compostos por quatro componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, representados esquematicamente na Figura 1.1. O ciclo de refrigeração nesses sistemas pode ser descrito através de quatro etapas:

1. O compressor eleva a pressão e temperatura do fluido refrigerante no estado de vapor, bombeando-o para o condensador;
2. No condensador, o fluido rejeita calor para o ambiente externo, podendo passar da fase de vapor para a fase de líquido sub-resfriado;
3. O refrigerante líquido passa então por um dispositivo de expansão no qual sua pressão e temperatura decaem significativamente, tornando-se uma mistura bifásica;
4. O fluido refrigerante bifásico percorre o evaporador, onde absorve calor do ambiente a ser refrigerado até novamente se tornar vapor superaquecido, retornando ao compressor, dando início, assim, a um novo ciclo de refrigeração.

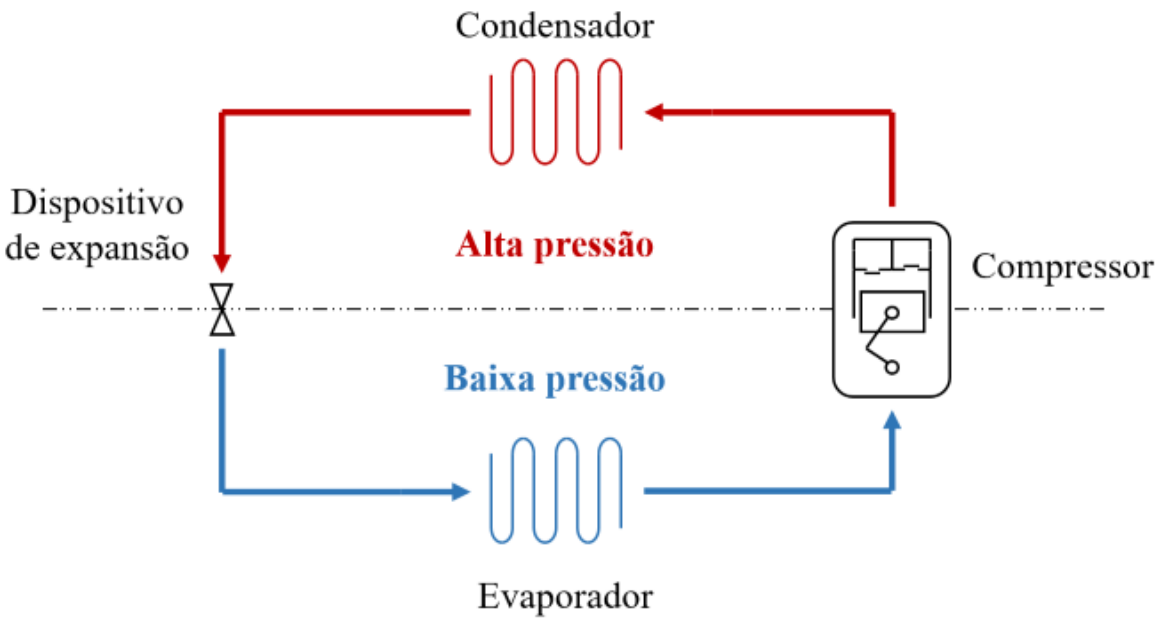


Figura 1.1 – Componentes básicos de um sistema de refrigeração

O compressor é o dispositivo responsável por fornecer a vazão de fluido refrigerante para o sistema de refrigeração. Ele é o componente do refrigerador mais importante no que tange o consumo de energia. Logo, estudar e compreender de forma aprofundada seu funcionamento é de grande interesse para o aperfeiçoamento do desempenho do refrigerador.

Na refrigeração doméstica prevalece o compressor do tipo hermético alternativo, que comprime o fluido refrigerante através da ação mecânica de um pistão, que reduz o volume preenchido pelo gás no interior da câmara de compressão. A sucção e a descarga do fluido refrigerante são controladas por válvulas automáticas do tipo palheta, acionadas pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e as câmaras de sucção e descarga.

A Figura 1.2 representa o ciclo de compressão ideal de um compressor no formato de um diagrama pressão-volume ($p - V$). Nela, p_c e p_v indicam as pressões do

condensador e evaporador, respectivamente. Partindo do ponto morto inferior (PMI), indicado pelo ponto 1, o movimento do pistão diminui o volume do gás confinado, comprimindo-o. Quando a pressão na câmara de compressão atinge o valor da pressão na linha de descarga (ponto 2), a válvula abre e o fluido é descarregado. Essa etapa perdura até o pistão atingir o ponto morto superior (PMS) (ponto 3), retendo uma pequena quantidade de gás dentro da câmara de compressão devido à presença de um volume residual (comumente denominado volume morto) cuja função é garantir que o pistão não se choque com o cabeçote. A partir do PMS, o pistão inverte o sentido de seu movimento, expandindo o fluido residual do volume morto até que a pressão no cilindro atinja a pressão na linha de sucção (ponto 4). A válvula de sucção então se abre, permitindo a entrada de fluido refrigerante no cilindro. Quando o pistão alcança novamente o PMI (ponto 1), um novo ciclo de compressão se inicia.

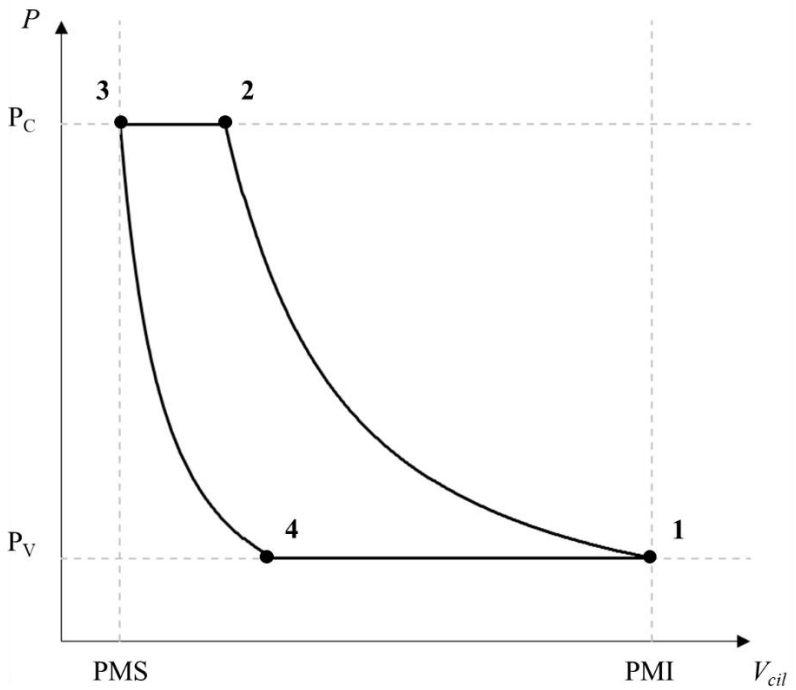


Figura 1.2 - Ciclo de compressão idealizado

O ciclo de compressão representado no diagrama da Figura 1.2 é idealizado, pois não considera diversos fatores que reduzem o desempenho do compressor, tais como

vazamentos, atrito viscoso no escoamento, superaquecimento na linha de sucção e refluxo de fluido refrigerante nas válvulas. Vazamentos prejudicam a performance do compressor, tanto pela redução da vazão mássica de gás fornecida para o sistema, quanto pelo aumento do consumo de energia, uma vez que parte do trabalho realizado pelo compressor é aplicada ao fluido refrigerante que vaza. Vazamentos são mais críticos em compressores de pequeno porte, onde podem representar uma parcela não desprezível da vazão de refrigerante fornecida ao sistema.

Um dos caminhos pelos quais o fluido refrigerante vaza é a folga formada entre o pistão e o cilindro do compressor. Como mostrado na representação esquemática da Figura 1.3, o ciclo de compressão gera uma diferença de pressão entre o interior do cilindro e o interior da carcaça, que induz o fluido refrigerante a vazar pela folga. Além disso, o próprio movimento do pistão influencia o vazamento, uma vez que carrega fluido consigo através do atrito viscoso.

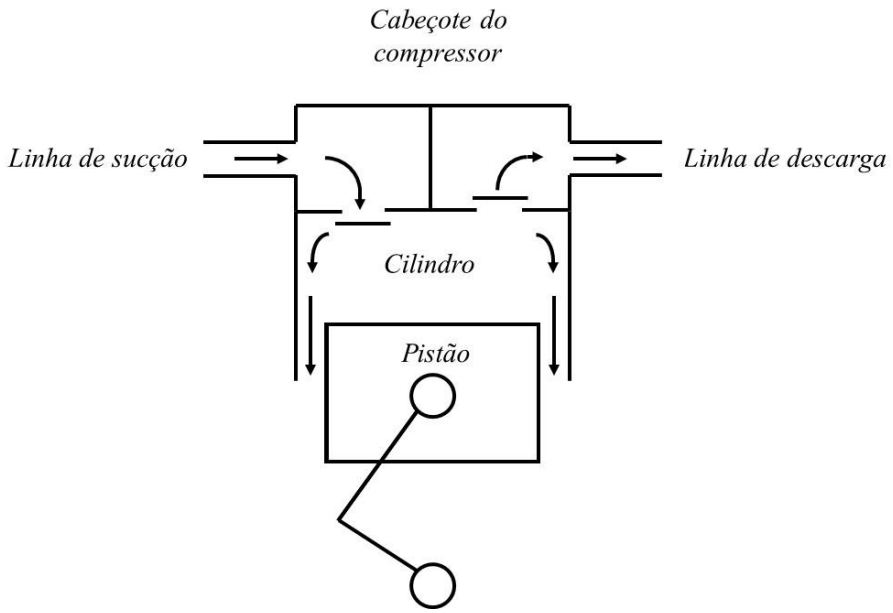


Figura 1.3 – Representação esquemática do vazamento pela folga formada entre pistão e cilindro

Há interesse em caracterizar esse vazamento em função de diferentes parâmetros, tais como diferença de pressão entre a câmara de compressão e o ambiente interno da carcaça, velocidade do compressor e a própria dimensão da folga.

1.1 - OBJETIVOS

O objetivo principal do presente trabalho é investigar experimentalmente o vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro de um compressor hermético, considerando diferentes parâmetros.

A fim de alcançar o objetivo supracitado, os seguintes objetivos específicos foram definidos:

- Analisar experimentalmente o efeito da dimensão da folga, da velocidade de operação do compressor e da condição de operação do sistema sobre o vazamento;
- Comparar as medições do vazamento com estimativas de modelos disponíveis na literatura;
- Desenvolver uma correlação para avaliação do vazamento em função de diferentes parâmetros geométricos e de operação do compressor.

2. REVISÃO DA LITERATURA

Existe um grande interesse em compreender melhor diversos aspectos que afetam o vazamento pistão-cilindro em compressores herméticos. No entanto, devido a dificuldades associadas a realização de medições, poucas investigações experimentais estão disponíveis na literatura. De fato, há um predomínio de análises analíticas e numéricas, como será visto na revisão bibliográfica que é apresentada neste capítulo.

2.1 – INVESTIGAÇÕES EXPERIMENTAIS

Dentre os trabalhos experimentais, Ferreira e Lilie (1984) realizaram medições do vazamento na folga pistão-cilindro. Uma bancada experimental foi desenvolvida com um compressor sendo modificado para que o passador de sucção fosse conectado diretamente a seu cabeçote, de modo que a carcaça ficasse completamente isolada da câmara de sucção. Uma tubulação foi empregada, conectando a carcaça a um tanque (tanque 1) preenchido com água e fluido refrigerante. Esse tanque foi conectado a outro tanque similar (tanque 2), que, por sua vez, foi conectado à linha de sucção, como mostrado na Figura 2.1. À medida que o gás vaza da câmara de compressão para a carcaça, o nível de água do tanque 1 diminui enquanto o nível de água do tanque 2 aumenta. O vazamento é calculado a partir da variação dos níveis de água nos tanques.

Liu e Yongzhang (1986) investigaram o vazamento pela folga pistão-cilindro empregando a bancada, visando a validação dos resultados numéricos de seus modelos. A bancada é composta por um compressor modificado, no qual o pistão permanece estático enquanto o movimento recíproco é realizado pelo cilindro. A extremidade inferior da folga pistão-cilindro é completamente vedada e o vazamento de fluido refrigerante é direcionado a um fluxímetro por uma tubulação interna ao pistão. Os autores demonstraram que a presença de óleo lubrificante pode diminuir o vazamento de fluido refrigerante em até 35%.

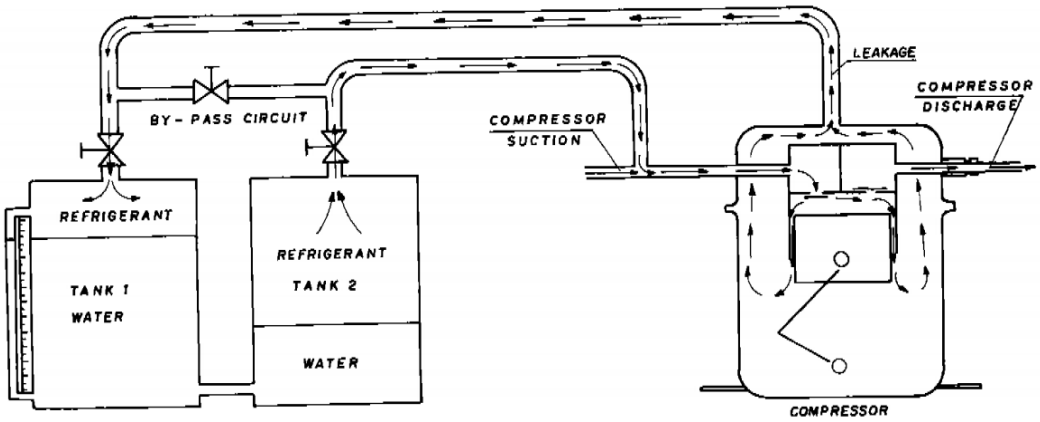


Figura 2.1 – Representação esquemática da bancada experimental que mede o vazamento pistão-cilindro utilizada por Ferreira e Lilie (1984) (fonte: Ferreira e Lilie, 1984)

Dias (2012) adotou uma abordagem experimental para estudar o escoamento bifásico formado por óleo lubrificante e fluido refrigerante na folga pistão-cilindro. A bancada experimental foi construída com o intuito de visualizar diferentes padrões de escoamento e medir o campo de pressão do escoamento na folga em diferentes configurações geométricas (excentricidade e inclinação do pistão). A bancada, ilustrada na Figura 2.2, é composta por um pistão fixado em um suporte imóvel e rígido, posicionado dentro de um cilindro confeccionado em material transparente. A vazão mássica de óleo do escoamento foi obtida de duas maneiras: (i) diretamente, com um transdutor de fluxo de massa; (ii) indiretamente, a partir da coleta e medição da massa do óleo lubrificante que escoa pela folga após um determinado intervalo de tempo. A bancada, entretanto, apresentou algumas limitações relacionadas ao posicionamento do cilindro em relação ao pistão e a desalinhamentos ocasionados pelo escoamento da mistura. Como consequência, somente as medições obtidas para a maior folga, de $470\mu m$, puderam ser utilizadas na investigação. As medições demonstraram que o desalinhamento do pistão induz o surgimento de caminhos preferenciais de passagem da mistura óleo-fluido refrigerante, afetando consideravelmente o campo de pressão do escoamento.

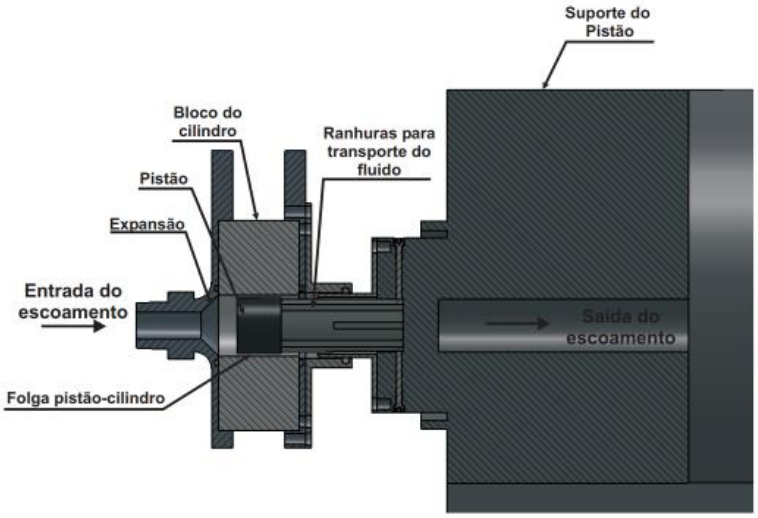


Figura 2.2 - Representação esquemática da bancada experimental utilizada por Dias (2012) (fonte: Dias, 2012)

2.2 –MODELOS NUMÉRICOS

Apesar de não tratar especificamente o vazamento na folga pistão-cilindro, o trabalho de Zuk e Smith (1969) é uma das principais referências nessa área de estudo. Os autores desenvolveram um modelo analítico para estimar a vazão do escoamento de gás através de folgas estreitas formadas por placas paralelas ou com pequena inclinação entre elas. A modelagem considerou hipóteses de escoamento de gás ideal, isotérmico e laminar, negligenciando os efeitos de entrada do canal. Como a dimensão da folga é significativamente menor do que o diâmetro e o comprimento do pistão, a geometria da folga pistão-cilindro pode ser aproximada como um canal formado por placas planas.

Ferreira e Lilie (1984) propuseram um modelo analítico com formulação de fluido incompressível para calcular o vazamento pela folga pistão-cilindro. No entanto, o modelo define a espessura do filme de óleo lubrificante na folga como dado de entrada, o qual deve ser calibrado com base nas medições do vazamento em uma bancada experimental. Assim, esse aspecto do modelo representa uma dificuldade para a previsão do vazamento em diferentes geometrias e condições de operação do compressor.

Liu e Yongzhang (1986) desenvolveram dois modelos numéricos acoplados: um para simular o ciclo de compressão e outro para prever a capacidade de vedação dos anéis

de pistão de um compressor em diferentes condições de operação. Os autores calcularam o vazamento entre os anéis e o pistão, entre os anéis e o cilindro e entre o pistão e o cilindro, empregando a hipótese de escoamento laminar incompressível de fluido refrigerante entre superfícies lisas. Um fator de correção foi inserido no modelo a fim de contabilizar o efeito de vedação do óleo lubrificante, calibrado com base nas medições feitas com a bancada experimental desenvolvida no trabalho.

Prata *et al.* (2000) demonstraram numericamente que os movimentos secundários do pistão influenciam consideravelmente a performance do compressor, afetando o consumo de energia e o vazamento de óleo lubrificante pela folga pistão-cilindro. Assumindo a hipótese de que a folga estivesse completamente preenchida por óleo lubrificante, os autores desenvolveram o modelo a partir das equações de lubrificação e balanço de forças aplicadas a um filme de óleo de espessura variável, acopladas às equações de movimento do pistão e da biela.

Lohn e Pereira (2014) analisaram o efeito que simplificações comumente adotadas na modelagem numérica e analítica têm sobre previsões de vazamento na folga pistão-cilindro. Os autores desenvolveram um modelo de simulação tridimensional do escoamento de fluido refrigerante pela folga, avaliando os efeitos da compressibilidade do gás, da dimensão da folga, dos desvios de circularidade e da velocidade e movimentos secundários do pistão. Os resultados do modelo foram comparados com aqueles dos modelos de Zuk e Smith (1969) e Ferreira e Lilie (1984). Os autores concluíram que a hipótese de fluido refrigerante incompressível é inadequada e que a velocidade e desalinhamento do pistão afetam consideravelmente o vazamento, podendo aumentá-lo em até 120% em relação ao vazamento para geometria concêntrica.

Dias (2012) desenvolveu um modelo numérico para simular o escoamento bifásico na folga pistão-cilindro, baseado na equação de Reynolds e da conservação da energia, com o intuito de investigar como desalinhamentos entre o pistão e o cilindro afetam o padrão de escoamento do vazamento. O modelo foi validado a partir de comparações entre os resultados numéricos e os vazamentos medidos com uma bancada experimental construída pelo autor. Entretanto, devido a limitações construtivas da bancada, foram poucos os experimentos viáveis para validação do modelo, todos em

condições de operação diferentes daquelas observadas durante no funcionamento do compressor.

Braga (2017) desenvolveu um modelo numérico para avaliar o vazamento de fluido refrigerante pela folga pistão-cilindro considerando os movimentos secundários do pistão e a variação cíclica da pressão no interior da câmara de compressão. A dinâmica do pistão foi resolvida com um método bastante similar ao implementado por Prata *et al.* (2000). O autor investigou os efeitos das pressões de evaporação e condensação, da velocidade do pistão, da compressibilidade do gás e da geometria da folga sobre o vazamento e o desempenho do compressor. Nos casos mais extremos, Braga (2017) observou que o vazamento pode reduzir as eficiências volumétrica e isentrópica do compressor em até 8% e 22%, respectivamente.

2.3 - CONTRIBUIÇÕES

Com base na revisão da literatura, percebe-se que apenas Ferreira e Lilie (1984) investigaram experimentalmente o vazamento na folga pistão-cilindro, considerando a operação normal do compressor. No entanto, esses autores não caracterizaram o efeito da velocidade do compressor e da razão de pressão do sistema. A maioria dos modelos considera a presença de óleo puro para análise da lubrificação e a presença de fluido refrigerante puro para análise do vazamento.

Assim, as principais contribuições do presente trabalho são:

- Fornecer medições de vazamento na folga pistão-cilindro para um compressor de refrigeração doméstica, avaliando a influência da dimensão da folga, da velocidade do compressor e da razão de pressão do sistema;
- Avaliar a aplicabilidade dos modelos disponíveis na literatura para avaliação do vazamento;
- Desenvolver uma correlação para o cálculo do vazamento na folga pistão-cilindro na operação real do compressor.

3. BANCADA E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Este capítulo apresenta detalhes da bancada experimental desenvolvida para medir o vazamento na folga pistão-cilindro de compressores alternativos. Em particular, atenção é dada à seção de teste montada em um calorímetro de ciclo quente, detalhando as modificações realizadas no compressor para viabilizar a medição do vazamento. O procedimento de teste é então apresentado seguido do equacionamento matemático para calcular a vazão mássica a partir dos dados de pressão da carcaça.

3.1 - MEDIÇÃO DA VAZÃO MÁSSICA

O valor absoluto da vazão mássica associada ao vazamento na folga pistão-cilindro é muito pequeno e, assim, é necessário selecionar uma técnica de medição especial. Silva (2016) implementou com sucesso o método do volume constante na medição de escoamentos rarefeitos de fluidos refrigerantes em microcanais. Esse é um método de medição indireta, que consiste em estimar a vazão mássica de um escoamento a partir da taxa de variação da pressão do gás que preenche um reservatório rígido. A fim de explicar o método, considera-se um reservatório preenchido por um gás ideal, com uma abertura para entrada ou saída de gás (Figura 3.1).

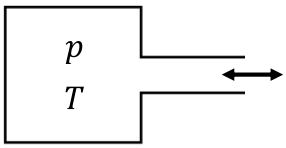


Figura 3.1 - Reservatório rígido com abertura para entrada ou saída de gás.

A massa de gás do reservatório pode ser calculada da equação de estado:

$$m = \frac{pV}{RT} \tag{3.1}$$

Escoamentos de gás através da abertura resultam em variações da massa de gás dentro do volume. Derivando a equação (3.1) em relação ao tempo e considerando que o reservatório é rígido, obtém-se

$$\dot{m}_l = \frac{V}{RT}\frac{dp}{dt} - \frac{pV}{RT^2}\frac{dT}{dt} \tag{3.2}$$

a qual pode ser rearranjada da seguinte forma:

$$\dot{m}_l = \frac{V}{RT}\frac{dp}{dt}(1 - \varepsilon) \tag{3.3}$$

O termo

$$\varepsilon = \frac{p}{T}\frac{dT}{dp} \tag{3.4}$$

representa à taxa da variação da temperatura em relação à variação da pressão e, portanto, nulo em escoamentos isotérmicos. Dessa forma, se ε for muito pequeno ($\varepsilon < 0{,}01$), esse termo pode ser desprezado e a vazão mássica pode ser calculada exclusivamente através da taxa da variação de pressão em relação ao tempo. Esse aspecto da medição e a pertinência da hipótese de escoamento isotérmico serão discutidos na seção 3.5.

3.2 - BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental foi construída para medir o vazamento na folga pistão-cilindro em diferentes dimensões de folga, velocidades de operação do compressor e condições de operação do compressor, (temperaturas de evaporação e condensação). A bancada é formada pela seção de teste, representada por um compressor modificado, instalada em um calorímetro de ciclo quente. Esta seção descreve cada um desses componentes.

3.2.1 –CALORÍMETRO DE CICLO QUENTE

O calorímetro de ciclo quente é parte fundamental da bancada experimental, mostrada de forma esquemática na Figura 3.2. Como o nome sugere, o fluido refrigerante é mantido no estado de vapor superaquecido em todo o calorímetro, de acordo com os estados do ciclo termodinâmico mostrado de forma simplificada na Figura 3.3.

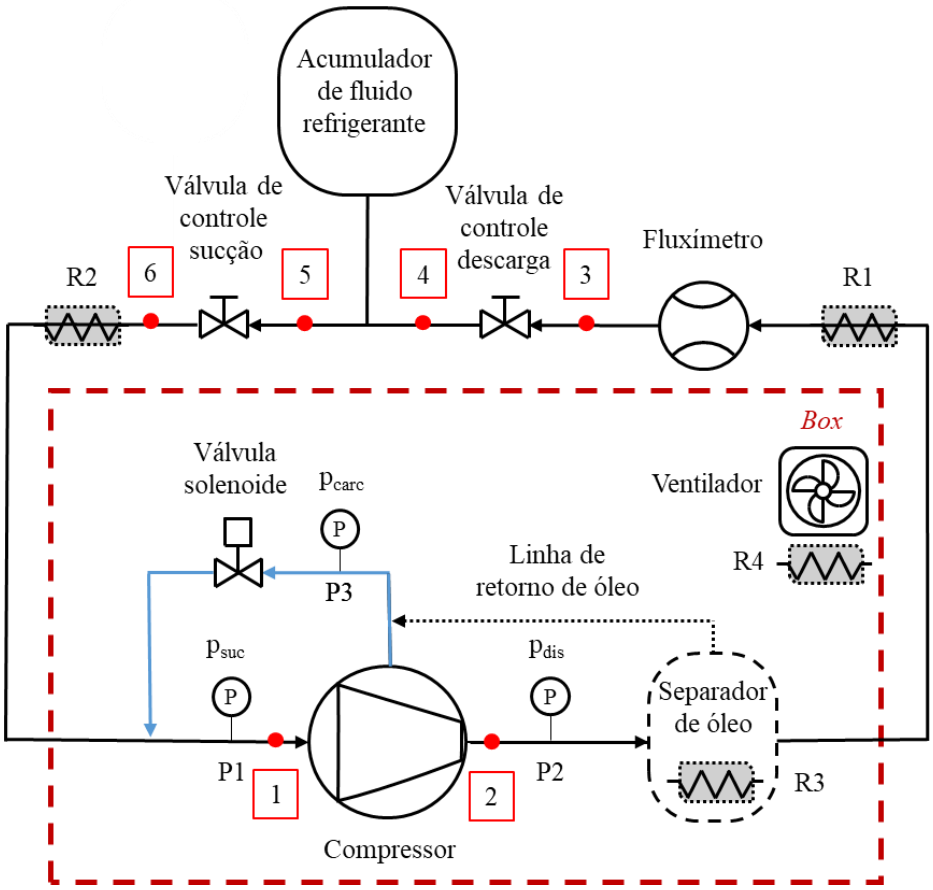


Figura 3.2 - Esquema da bancada experimental.

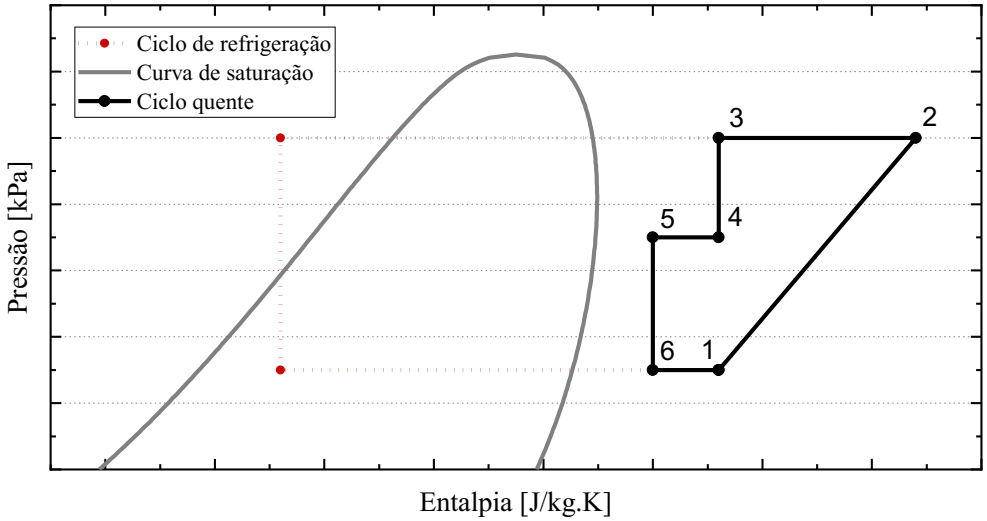


Figura 3.3 – Ciclo termodinâmico simplificado de um calorímetro de ciclo quente.

Conforme mostram as figuras, o fluido refrigerante é comprimido pela ação do compressor, levando-o do estado 1 para o estado 2. O fluido perde calor para o ambiente externo à medida que escoa pelas tubulações do calorímetro, por meio de um sistema controlado de ventilação, até atingir o estado 3. Uma válvula de controle, aqui denominada válvula de controle da descarga, gera uma perda de carga no escoamento, fazendo com que a pressão do fluido alcance um valor intermediário (estado 4). O fluido refrigerante continua perdendo calor para o ambiente até atingir o estado 5. Uma segunda válvula de controle, dita válvula de controle da sucção, gera uma nova queda de pressão no fluido, fazendo com que este alcance o estado 6. Uma resistência elétrica fornece calor ao escoamento, aumentando a entalpia do fluido refrigerante até que ele atinja o estado 1 na câmara de sucção, fechando o ciclo termodinâmico associado ao calorímetro.

Deve ser mencionado que a utilização de duas válvulas de controle ao invés de somente uma confere maior estabilidade ao sistema e permite um ajuste fino das pressões de sucção e descarga do compressor. Além disso, conforme mostra a Figura 3.3, o fluido refrigerante, ao sair do compressor, é direcionado para um separador de óleo, onde a maior parte do óleo lubrificante presente no escoamento é coletado. Na linha de descarga, um fluxímetro do tipo Coriolis mede a vazão mássica fornecida pelo compressor. Um acumulador de fluido refrigerante localizado a jusante da válvula de controle da descarga

atenua as flutuações de pressão geradas pela perda de carga, contribuindo para a estabilidade do sistema.

O compressor utilizado na bancada foi modificado para viabilizar a medição do vazamento na folga pistão-cilindro. O fluido refrigerante que vaza para o ambiente interno da carcaça é impedido de alcançar de forma direta o sistema de sucção do compressor. Assim, uma tubulação secundária, identificada pela linha azul na Figura 3.2, conecta a carcaça à linha de sucção, permitindo que o fluido refrigerante que vaza retorne ao sistema e que o compressor opere normalmente. Uma válvula solenoide foi acoplada a essa tubulação para viabilizar os experimentos. Além disso, o óleo lubrificante acumulado no separador de óleo retorna ao compressor através dessa linha.

Esse conjunto formado por compressor, separador de óleo e linha secundária fica localizado dentro de um *box*, representado pelo quadrado vermelho tracejado no esquema da Figura 3.3 e na fotografia apresentada na Figura 3.4. O resistor R4 e um ventilador controlam a temperatura do ambiente interno do *box*, mantida em todos os experimentos a 32°C. Os resistores R1 e R3 foram instalados na linha de descarga e no separador de óleo para manter a temperatura dessas regiões pelo menos 10°C acima da temperatura de condensação de cada experimento, impedindo assim a condensação do fluido refrigerante. O resistor R2, situado na linha de sucção, mantém a temperatura do passador de sucção a 32,2°C. Os resistores R1, R2 e R4 são controlados segunda uma lógica PID, enquanto o resistor R3 é controlado manualmente por meio de um regulador de tensão.

Os transdutores de pressão P1 e P2 monitoram as pressões nos passadores de sucção e descarga, que definem a condição de operação do compressor a ser testado. O terceiro transdutor de pressão P3 mede a pressão interna da carcaça do compressor e é a partir de suas medições que o vazamento pela folga pistão-cilindro é calculado. Todos os transdutores de pressão utilizados na bancada experimental são da fabricante Wika, modelo P-10. A faixa de medição dos transdutores de pressão P1 e P3 é de 0 a $4\ bar$, enquanto a do transdutor P2 é de 0 a $10\ bar$. Esse modelo de transdutor tem um tempo de resposta de $1\ ms$ e uma exatidão de $\pm 0{,}25\%$ do fundo de escala, incluindo não-linearidade, histerese e desvio de ponto zero. Optou-se por utilizar um sinal de saída de corrente ($4 \ldots 20\ mA$), que é convertido em um sinal de tensão com o auxílio de um resistor de $249\ \Omega$ conectado aos terminais do transdutor. Válvulas do tipo agulha foram

utilizadas para controle e ajuste fino das pressões de sucção e descarga do compressor, ambas operadas manualmente.

Figura 3.4 – Foto da bancada experimental.

Utilizaram-se termopares do tipo T para a medição da temperatura em diversos pontos da bancada experimental. No calorímetro de ciclo quente, monitoram-se as temperaturas dos passadores de sucção e descarga, das linhas de sucção e descarga, do separador de óleo, do acumulador de fluido refrigerante, do interior do *box* e do ambiente externo. Por sua vez, as temperaturas monitoradas no compressor foram as da câmara de descarga, do óleo e do fluido refrigerante em três posições no interior da carcaça. Um condicionador de ar foi utilizado para manter a temperatura da sala na qual a bancada se encontrava em $23°C \pm 1°C$.

Um medidor de vazão Coriolis, modelo RHM015 da fabricante Rheonik, foi usado para medir a vazão de massa fornecida pelo compressor. A potência consumida pelo compressor foi medida através de um wattímetro Yokogawa, modelo WT333E. Finalmente, um sistema de aquisição da National Instruments, modelo NISCXI-1000, foi usado na leitura das medições, juntamente com os módulos NI SCXI-1303 e NI SCXI-1161.

3.2.2 – MODIFICAÇÕES NO COMPRESSOR

Compressores de refrigeradores domésticos utilizam filtros acústicos no sistema sucção, com o intuito de diminuir o ruído gerado pelo compressor, bem como proteger a válvula de sucção de golpes de líquido. Esses filtros possuem orifícios de equalização que conectam a linha de sucção ao interior da carcaça e promovem a equalização de suas pressões. Nessa configuração, o fluido refrigerante escoa através do sistema de sucção até alcançar a câmara de compressão, onde uma parcela do fluido vaza pela folga pistão-cilindro. Através dos orifícios de equalização, o fluido vazado pode retornar à linha de sucção e ser bombeado pelo compressor para o condensador. Uma representação esquemática simplificada dessa configuração é apresentada na Figura 3.5 (a).

Para que esse vazamento pudesse ser medido, o compressor foi adaptado para a configuração de sucção direta, conforme mostra a Figura 3.5 (b), na qual o passador de sucção é conectado diretamente à câmara de sucção. A fim de evitar que o fluido refrigerante vazado ficasse confinado dentro da carcaça, conectou-se uma tubulação secundária da carcaça à linha de sucção, permitindo assim que o compressor operasse normalmente. Uma válvula solenoide, acoplada a essa linha secundária, permanece aberta durante o funcionamento do compressor e fechada nas medições do vazamento, durante as quais o ambiente interno da carcaça deve permanecer isolado do resto do sistema.

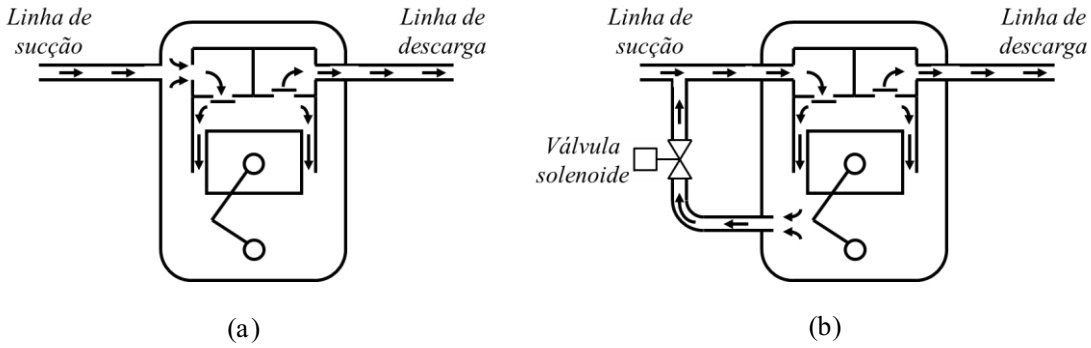


Figura 3.5 – Representação esquemática do compressor com sucção indireta (a) e sucção direta (b)

O compressor de refrigeração utilizado nos experimentos opera com o fluido refrigerante R600a e possui volume deslocado de $9{,}23\ cm^3$. Foi necessário realizar mudanças no cabeçote a fim de viabilizar a adaptação do compressor para a configuração da Figura 3.5 (b). A Figura 3.6 (a) mostra os componentes do cabeçote do compressor original, enquanto a Figura 3.6 (b) mostra os componentes do cabeçote do compressor modificado. A maior diferença entre eles é a placa de válvulas utilizada. Na placa de válvulas do compressor modificado, um tubo foi soldado à câmara de sucção (Figura 3.7). Ele é conectado diretamente ao passador de sucção por uma mangueira pneumática e abraçadeiras de metal (Figura 3.8), a fim de garantir a vedação da linha de sucção.

A geometria da placa de válvulas modificada inviabilizou o uso da junta da tampa na vedação do cabeçote. Assim, substituiu-se essa junta por um O-ring de borracha nitrílica encaixado em um canal usinado nas extremidades da tampa do cilindro. Além disso, foi necessário substituir a válvula de sucção isolada por uma válvula de sucção estampada em uma placa metálica. Um dispositivo (*feedthrough*) foi instalado na carcaça para a passagem dos fios da instrumentação interna do compressor.

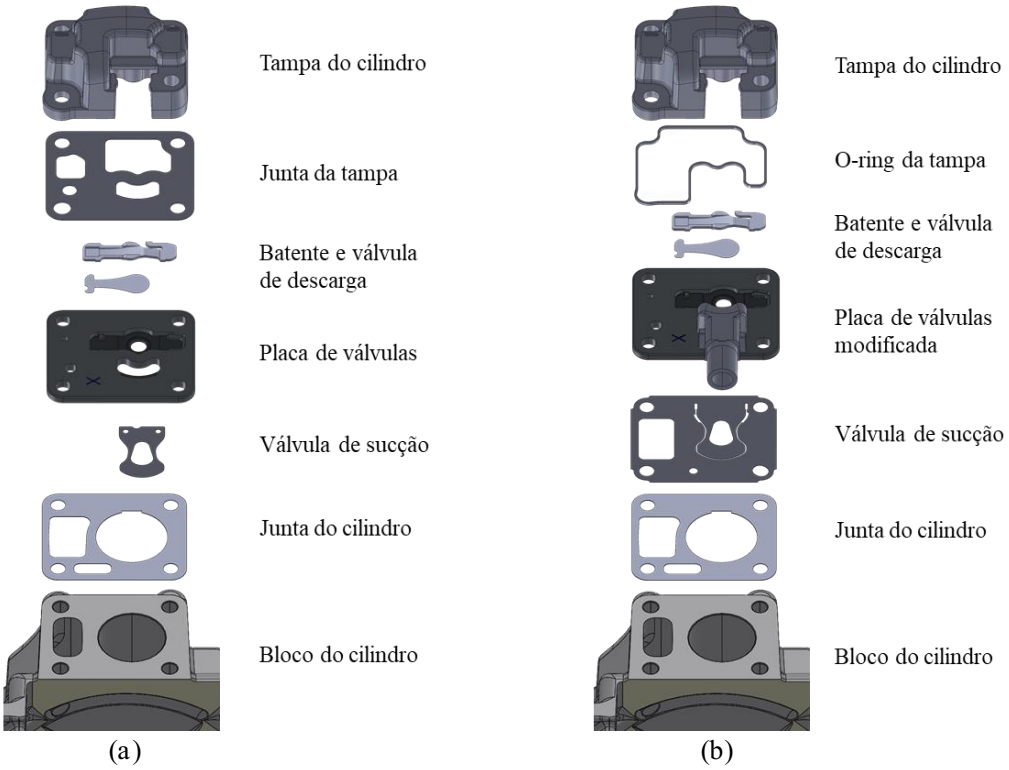


Figura 3.6 – Componentes do compressor original (a) e modificado (b).

Figura 3.7 – Placa de válvulas modificada.

Figura 3.8 – Mangueira pneumática e abraçadeiras de metal conectando a placa de válvulas modificada ao passador de sucção.

3.3 - BANCADA PARA MEDIÇÃO DO VOLUME DA CARCAÇA

Um dos parâmetros fundamentais para o cálculo da vazão de massa com o método do volume constante é o volume do reservatório rígido. No caso da bancada experimental desenvolvida neste trabalho, a própria carcaça do compressor funciona como reservatório para o fluido refrigerante que vaza. Portanto, a determinação desse parâmetro deve desconsiderar o volume ocupado pelos componentes internos do compressor.

Com esse objetivo, uma bancada experimental secundária foi construída para a medição do volume da carcaça. A fundamentação teórica desse método pode ser explicada por um sistema composto por dois reservatórios rígidos, unidos por um duto,

separados por uma válvula que se encontra, em um primeiro momento, fechada (Figura 3.9).

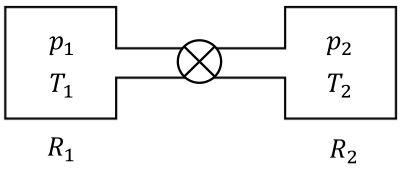


Figura 3.9 – Dois reservatórios rígidos, conectados por um tubo, separados por uma válvula

Deseja-se medir o volume do reservatório R_2 a partir do volume do reservatório R_1, que é conhecido. Inicialmente, R_1 encontra-se preenchido por um gás ideal, enquanto o R_2 encontra-se em vácuo. Desse modo, a massa total de gás do sistema pode ser calculada pela seguinte equação:

$$m_t = \frac{p_{1,inicial} V_1}{R T_1} \tag{3.5}$$

Com a abertura da válvula, o gás escoa de R_1 para R_2 até o sistema atingir um novo equilíbrio. A massa de gás permanece inalterada e pode ser calculada pela equação (3.6), assumindo que o sistema esteja em equilíbrio térmico com o ambiente.

$$m_t = \frac{p_{EQUI}(V_1 + V_2)}{RT} \tag{3.6}$$

Igualando as equações (3.5) e (3.6), obtém-se uma expressão que permite calcular o volume de R_2 a partir do volume de R_1.

$$V_2 = V_1 \left(\frac{p_{1,inicial}}{p_{EQUI}} - 1 \right) \tag{3.7}$$

A bancada experimental secundária construída com o intuito de medir o volume da carcaça do compressor é apresentada na Figura 3.10. A medição do volume da carcaça envolve os seguintes passos:

1. Com as válvulas V1 e V2 abertas, vácuo é estabelecido em todo o sistema;
2. Fecha-se a válvula V1 e fornece-se nitrogênio para o reservatório R1;
3. A válvula V2 é fechada e registra-se a pressão do reservatório R1;
4. Abre-se a válvula V1, o sistema estabiliza e registra-se a pressão de equilíbrio.

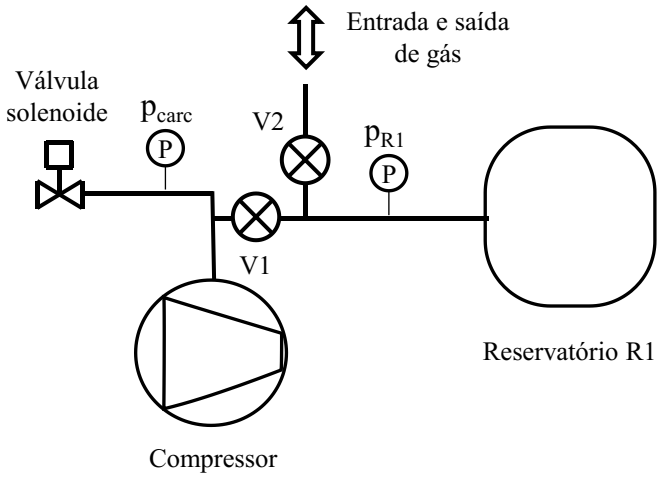


Figura 3.10 – Representação esquemática da bancada experimental secundária utilizada para medir o volume da carcaça

Como o interesse é medir somente o volume interno da carcaça, uma placa de válvulas modificada com todos os orifícios obstruídos foi utilizada, a fim de impedir que o nitrogênio entrasse nos passadores de sucção e descarga do compressor. Transdutores de pressão foram conectados às linhas de sucção e descarga para verificar a vedação do sistema. O volume da carcaça foi medido dez vezes seguindo essas etapas, sendo o pistão sempre posicionado no ponto morto superior antes do procedimento de medição. A partir do modelo do mecanismo do conjunto biela-manivela do compressor, o volume médio da

câmara de compressão durante a operação do compressor foi calculado e subtraído do volume da carcaça medido.

O volume do reservatório R1 foi obtido pelo método gravimétrico, no qual se mede a massa do reservatório preenchido por água e se subtrai a massa do reservatório vazio. A partir dessas medições e da densidade da água, calcula-se o volume em questão. A fim de avaliar a repetibilidade da medição, o reservatório foi preenchido por água, pesado e esvaziado três vezes consecutivas, resultando no volume de $(6.378{,}4 \pm 1{,}3)ml$. O volume interno das tubulações conectadas ao reservatório R1 foi calculado com base em seus diâmetros e comprimentos e detém o valor de $(10{,}36 \pm 0{,}66)ml$.

Deve-se levar em conta também a presença de óleo lubrificante presente dentro da carcaça. Devido ao caráter dinâmico do funcionamento do compressor, medir o volume de óleo em tempo real se mostrou inviável. Assim, optou-se por medir essa grandeza em um momento em que o compressor não estivesse em operação. Após a realização de uma sequência de experimentos, a carcaça do compressor era aberta, o óleo lubrificante era extraído e sua massa medida. A partir da densidade do óleo, seu volume era calculado. Essa medição foi realizada seis vezes, três antes e três depois do procedimento de retorno de óleo para o ambiente interno do compressor.

3.4 - PROCEDIMENTO DE TESTE

A bancada experimental é ligada, fazendo com que a válvula solenoide na Figura 3.5 (b) se abra e o compressor comece a funcionar. Fazendo uso dos resistores e das válvulas de controle da sucção e da descarga, atinge-se a condição de operação na qual se deseja medir o vazamento. O sistema é monitorado até que se atinja o regime permanente, ou seja, durante um período de 60 minutos, as temperaturas monitoradas não variam mais do que $\pm 1°C$ e as pressões de trabalho do compressor se mantém a $\pm 1\%$ das pressões estabelecidas pela condição de operação a ser testada.

Após o sistema alcançar o regime permanente, a válvula solenoide é fechada, isolando a carcaça do resto do sistema, dando início ao experimento propriamente dito. À medida que o fluido refrigerante vaza da câmara de compressão pela folga pistão-cilindro, a pressão interna da carcaça sobe. A válvula solenoide é aberta após um intervalo

de tempo aproximado de 60 segundos, determinando o fim do teste. A Figura 3.11 representa a pressão interna da carcaça em um dos experimentos realizados. A seção I mostra a pressão estabilizada no período de regime permanente, a seção II representa o aumento da pressão interna da carcaça após o fechamento da válvula solenoide e a seção III mostra a queda da pressão após a abertura da válvula solenoide.

Cinco testes sequenciais eram realizados cada vez que uma condição de operação em regime permanente era atingida, com um intervalo de 10 minutos entre uma medição e outra. Após essas medições, realizava-se o retorno de óleo do separador mostrado na Figura 3.2 para o interior da carcaça através da linha secundária. Todas as condições de operação foram testadas em dois dias diferentes, resultando em um total de dez testes para cada condição.

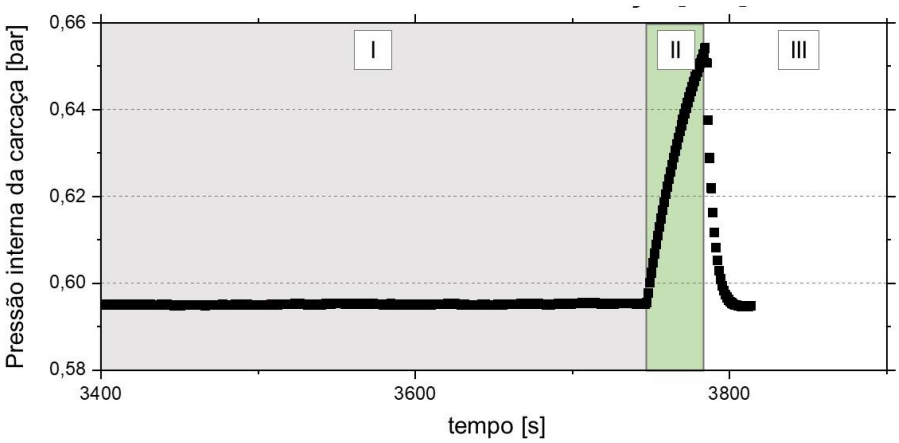


Figura 3.11 – Pressão interna da carcaça durante os períodos de regime permanente (I), fechamento da válvula solenoide (II) e abertura da válvula solenoide (III)

3.5 - CÁLCULO DA VAZÃO MÁSSICA

Como discutido, o vazamento pistão-cilindro é calculado a partir da variação da pressão interna da carcaça após o momento em que a válvula solenoide é fechada. Quando isso acontece, o fluido refrigerante que vaza pela folga se acumula no interior da carcaça e deixa de circular no compressor, afetando as pressões de trabalho bem como a vazão do compressor. Esse aspecto é retratado nas Figuras 3.12, 3.13 e 3.14, que mostram a pressão de sucção, a pressão de descarga e a vazão do compressor, respectivamente, em um dos

experimentos realizados para a condição de temperaturas de evaporação de -15°C e de condensação de 50°C. A região destacada em verde corresponde ao período no qual a válvula solenoide permaneceu fechada.

No período em que essa válvula solenoide permanece fechada, o fluido refrigerante que vaza pela folga pistão-cilindro fica confinado dentro da carcaça do compressor. Desse modo, quanto mais tempo a válvula permanece fechada, menor a quantidade de fluido refrigerante circulando no sistema de ciclo quente. A queda nas pressões de trabalho do compressor durante o período de testes é resultado desse fenômeno, se afastando cada vez mais da condição de operação na qual se deseja medir o vazamento.

Desse modo, o aumento da pressão interna da carcaça observado imediatamente após o fechamento da válvula fornece os resultados mais representativos do vazamento regular do compressor. Considerando esse fenômeno, os cálculos foram realizados com dados de variação de pressão obtidos no intervalo de tempo de cinco segundos após o início do teste.

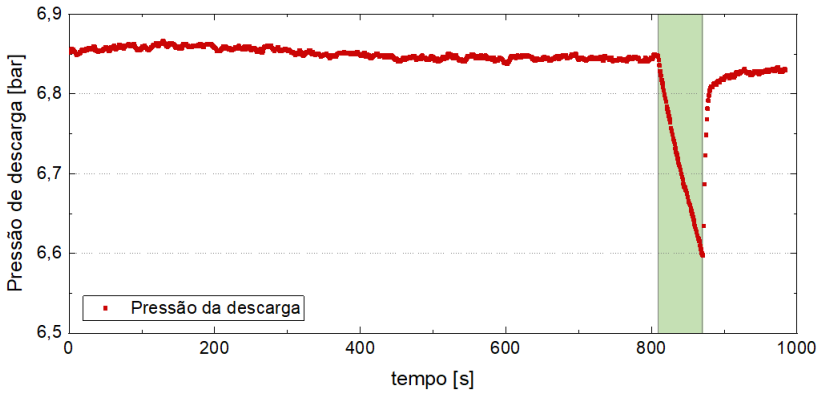


Figura 3.12 – Pressão de descarga em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C)

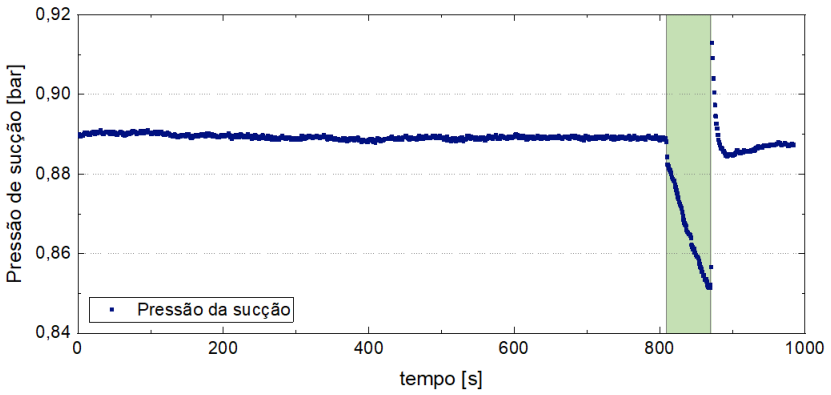


Figura 3.13 – Pressão de sucção em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C)

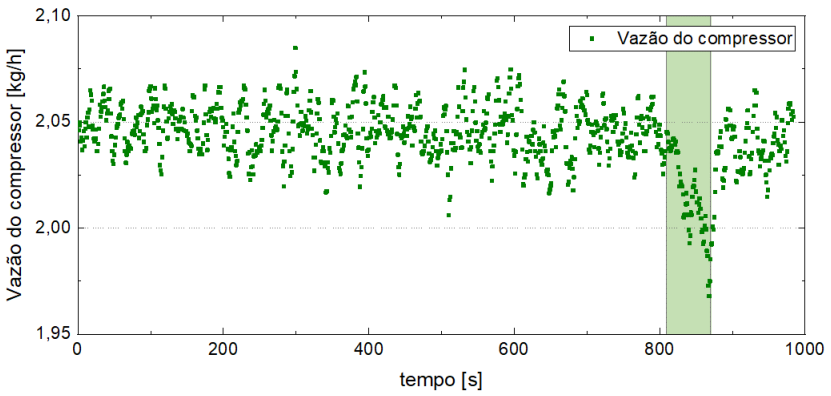


Figura 3.14 – Vazão do compressor em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C)

O vazamento é calculado a partir da equação (3.3), onde o termo ε representa a variação da temperatura em relação à variação da pressão do gás. Durante os experimentos, notou-se que a temperatura média do fluido refrigerante no ambiente interno da carcaça não é afetada pelo fechamento da válvula solenoide, especialmente no curto intervalo de tempo que é considerado nos cálculos do vazamento. A Figura 3.15 ilustra esse comportamento da temperatura média em um dos experimentos realizados com temperaturas de evaporação de -15°C e de condensação de 50°C. A Figura 3.15 (a) deixa evidente que as flutuações de temperatura observadas durante o período no qual a válvula solenoide permanece fechada são as mesmas observadas durante o período no qual o compressor encontra-se em regime permanente. Não é possível separar as

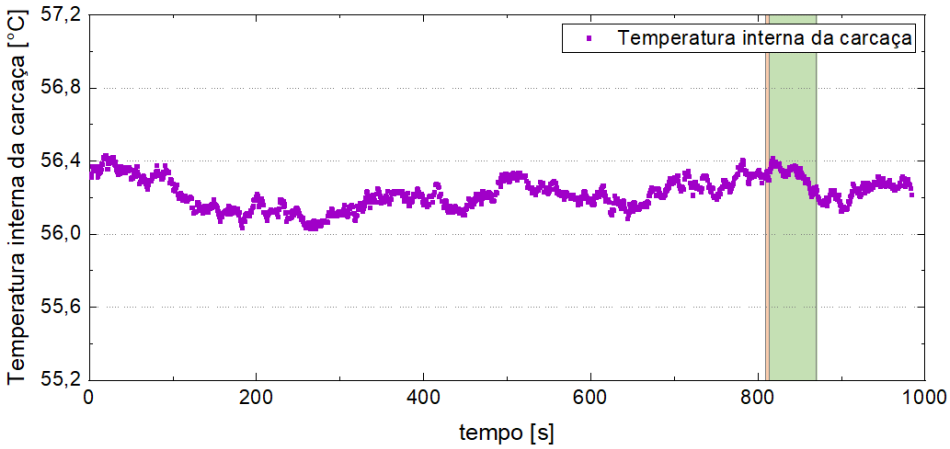
variações causadas pelo vazamento das variações causadas por outros elementos do compressor e do equipamento de medição. Esse comportamento foi observado em todos os testes realizados. Assume-se, então, que a temperatura do ambiente interno da carcaça permanece inalterada durante o intervalo de cinco segundos considerados no cálculo do vazamento. Em todos os experimentos realizados, o termo ε se manteve abaixo de 3%. Assim, a hipótese de processo isotérmico é razoável e a equação (3.3) para a vazão de massa associada ao vazamento pode ser simplificada:

$$\dot{m}_l = \frac{V}{RT}\frac{dp}{dt} \tag{3.8}$$

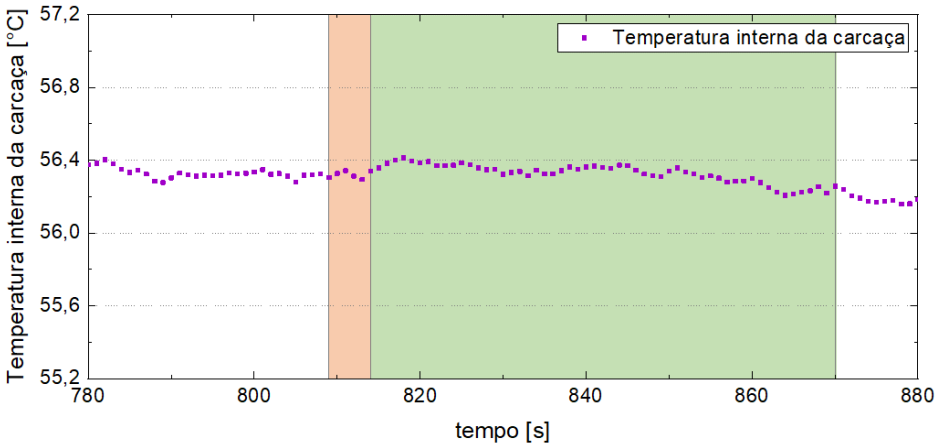
Em todos os testes realizados, o aumento da pressão se mostrou bastante suave, como exemplificado na Figura 3.16. O segmento destacado em laranja corresponde aos dados utilizados no cálculo de dp/dt. Esses dados indicam que o aumento da pressão pode ser representado por uma reta e, assim, dp/dt poda ser obtida por meio de regressão linear:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\sum_{i=0}^{5}(p_{carc}(i) - \bar{p}_{carc})(t(i) - \bar{t}\,)}{\sum_{k=0}^{5}(t(k) - \bar{t}\,)^2} \tag{3.9}$$

O último parâmetro necessário para calcular o vazamento com o emprego da equação (3.8) é o volume, o qual é avaliado seguindo o procedimento descrito na seção 3.3, sendo obtido com uma incerteza de $\pm 3{,}9\%$ do valor absoluto para um intervalo de confiança de 95%.



(a)



(b)

Figura 3.15 – Temperatura do ambiente interno da carcaça em um experimento realizado na condição de operação (-15°C, 50°C) durante um teste (a), com destaque para o momento onde a válvula solenoide se encontra fechada (b)

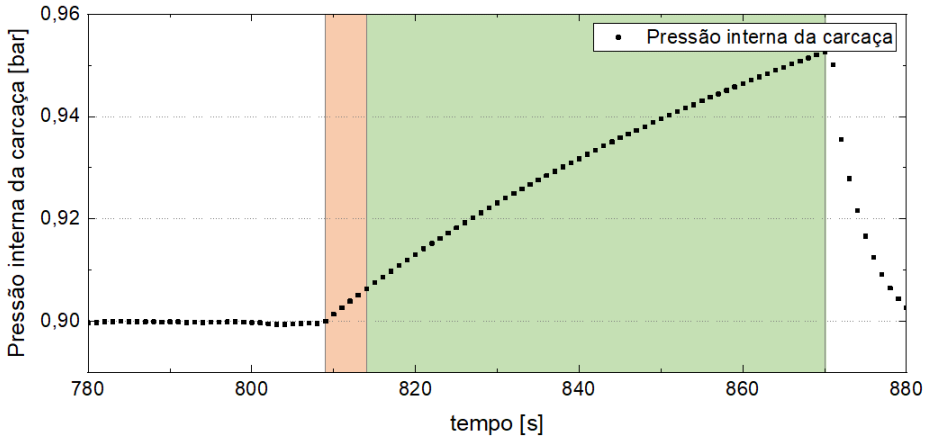


Figura 3.16 – Pressão interna da carcaça em um experimento na condição de operação (-15°C, 50°C)

4. RESULTADOS

Neste capítulo são apresentadas as medições obtidas com a bancada experimental construída. Inicialmente, serão discutidos como a dimensão da folga pistão-cilindro e as condições de operação do compressor (velocidade e temperaturas de evaporação e condensação) afetam o vazamento. Além disso, são detalhados os modelos numéricos de vazamento de Zuk e Smith (1969) e Braga (2017), cujos resultados são comparados às medições. Por fim, correlações empíricas são desenvolvidas a partir dos dados experimentais para a avaliação do vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro.

4.1 – ENVELOPE DE TESTES

O vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro foi investigado através da variação dos seguintes parâmetros:

- Dimensão da folga pistão-cilindro;
- Temperatura de evaporação;
- Temperatura de condensação;
- Velocidade de operação do compressor.

A dimensão da folga pistão-cilindro através da qual o fluido refrigerante escoa da câmera de compressão para o interior da carcaça é obtida a partir da diferença entre o diâmetro externo do pistão e o diâmetro interno do cilindro. A partir das combinações de três blocos de compressor e quatro pistões, indicadas na Tabela 4.1, obtiveram-se quatro dimensões de folgas para os experimentos. Deve ser mencionado que os valores foram normalizados em relação à geometria da configuração 2, em função do caráter sigiloso das dimensões do compressor.

As temperaturas de evaporação e condensação são outros dois parâmetros considerados na análise do vazamento e que determinam as pressões de trabalho do compressor, bem como a pressão do ambiente interno da carcaça. Com o intuito de contemplar boa parte do envelope de operação do compressor testado, foram realizados

experimentos com temperaturas de evaporação de -15°C, -25°C e -35°C, e temperaturas de condensação de 30°C, 40°C e 50°C. O termo "condição de operação" será utilizado para se referir ao conjunto dessas duas temperaturas. Por fim, a velocidade de rotação do compressor foi também variada nos experimentos, com testes para velocidades de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM

Tabela 4-1: Dimensões dos cilindros, pistões e folgas utilizados nos experimentos

Conf.	D. do cilindro [-]		D. do pistão [-]		Folga diametral [-]	
1	0,999991	±0,000045	1,000079	±0,000009	0,757225	±0,127888
2	1	±0,000045	1	±0,000054	1	±0,194567
3	1,000004	±0,000039	0,999942	±0,000020	1,173410	±0,120003
4			0,999873	±0,000102	1,364162	±0,302545

O envelope de testes completo é apresentado na Tabela 4.2. Todas as folgas e condições de operação foram testadas com o compressor operando a 2000 RPM. Devido à limitação de tempo, o conjunto completo de medições não pôde ser realizado nas demais velocidade do compressor. Assim, duas abordagens foram seguidas para analisar o efeito da velocidade do compressor sobre o vazamento. A primeira consistiu em fixar a condição de operação em (-25°C, 40°C) e medir o vazamento em todas as folgas para as velocidades de 1300 RPM e 3000 RPM. Na segunda abordagem, fixou-se a dimensão da folga no valor de 1,00 e mediram-se os vazamentos nas condições de operação do extremo do envelope (-35°C, 30°C), (-15°C, 50°C) e (-35°C, 50°C), e velocidades de 1300 RPM e 3000 RPM. Não foi possível atingir a condição de (-15°C, 30°C) com a bancada experimental. O envelope de testes resultou em um total de 50 pontos de medição.

Tabela 4-2: Envelope de testes

Folga [-]	Velocidade de rotação [RPM]	Condição de operação
0,757	2000	T_v = -15°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -25°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -35°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C)
	1300 3000	T_v = -25°C (T_c = 40°C)
1,000	2000	T_v = -15°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -25°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -35°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C)
	1300 3000	T_v = -15°C (T_c = 50°C) T_v = -25°C (T_c = 40°C) T_v = -35°C (T_c = 30°C, 50°C)
1,173	2000	T_v = -15°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -25°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -35°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C)
	1300 3000	T_v = -25°C (T_c = 40°C)
1,364	2000	T_v = -15°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -25°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C) T_v = -35°C (T_c = 30°C, 40°C, 50°C)
	1300 3000	T_v = -25°C (T_c = 40°C)

4.2 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Esta seção apresenta os vazamentos medidos com a bancada experimental. Todos os valores de vazamento medidos foram normalizados pelo vazamento da condição de referência, representada pela folga 1 na condição de operação (-25°C, 40°C) e com o compressor operando a 2000 RPM.

4.2.1 – EFEITO DA FOLGA E DA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

A Tabela 4.3 apresenta as medições de vazamentos para cada uma das folgas em todas as condições de operação testadas e velocidade de 2000 RPM, juntamente com suas respectivas incertezas para o intervalo de confiança de 95%. A Figura 4.1 apresenta esses mesmos valores na forma de gráficos para facilitar a análise do vazamento em relação à dimensão da folga pistão-cilindro e às condições de operação. Como esperado, o vazamento aumenta com a dimensão da folga pistão-cilindro. Observa-se que quanto maior a folga, maior o efeito que variações em sua dimensão têm sobre o vazamento. Por outro lado, a queda do vazamento é bastante amena quando se reduz a dimensão da folga de 1,00 para 0,76, sugerindo uma variação assintótica à medida que a dimensão da folga diminui.

Quanto as condições de operação, a Figura 4.1 mostra que o vazamento aumenta tanto com a temperatura de condensação, quanto com a temperatura de evaporação. Em um primeiro momento, esse resultado parece contraintuitivo, uma vez que , para uma dada temperatura de condensação, o aumento da temperatura de evaporação resulta em uma diferença de pressão menor entre a linha de sucção e descarga. Embora esse aspecto esteja correto, o resultado observado pode ser explicado com o auxílio dos respectivos ciclos de compressão.

A Figura 4.2 apresenta a diferença de pressão entre a câmera de compressão e a carcaça em função do ângulo de manivela, considerando um ciclo de compressão simplificado com válvulas de sucção e descarga ideais e processos de compressão e expansão isentrópicos. Foram calculados os ciclos para as temperaturas de evaporação $T_v = -15°\mathrm{C}, -25°\mathrm{C}$ e $-35°C$ e temperatura de condensação $T_c = 40°C$. Apesar da maior diferença de pressão ocorrer no ciclo com $T_v = -35°C$, observa-se que diferença de pressão para $T_v = -15°C$ é superior àquela para $T_v = -35°C$ durante grande parte do ciclo.

Os valores médios da diferença de pressão de cada ciclo são apresentados na Tabela 4.4. Constata-se que esse parâmetro aumenta com a temperatura de evaporação, o que justifica o correspondente aumento do vazamento. Por sua vez, mantendo o valor de T_v constante, o aumento da temperatura de condensação sempre aumenta a diferença

média de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça, aumentando assim o vazamento.

Tabela 4-3: Vazamentos pistão cilindro medidos em diferentes folgas e condições para a velocidade de 2000 RPM

Medições do vazamento pistão-cilindro a 2000 RPM [-]							
Folga [-]	T_v	T_c					
		30°C		**40°C**		**50°C**	
0,76	**-15°C**	0.806	±0.046	1.216	±0.053	1.684	±0.091
	-25°C	0.638	±0.039	0.947	±0.048	1.423	±0.089
	-35°C	0.468	±0.032	0.533	±0.044	0.922	±0.079
1,00	**-15°C**	0.923	±0.032	1.345	±0.064	2.013	±0.071
	-25°C	0.641	±0.035	1.000	±0.048	1.500	±0.068
	-35°C	0.518	±0.035	0.849	±0.040	1.125	±0.070
1,17	**-15°C**	1.319	±0.032	2.375	±0.048	3.501	±0.071
	-25°C	0.884	±0.033	1.800	±0.037	2.564	±0.068
	-35°C	0.643	±0.035	1.137	±0.043	1.717	±0.059
1,36	**-15°C**	2.627	±0.059	4.135	±0.087	5.934	±0.084
	-25°C	2.041	±0.042	3.128	±0.093	4.624	±0.073
	-35°C	1.662	±0.030	2.244	±0.073	3.337	±0.075

Deve ser observado que a densidade do fluido refrigerante na câmara de compressão tem também grande influência sobre o vazamento. Por exemplo, quando a temperatura de evaporação aumenta, a densidade do fluido refrigerante que entra na câmara de compressão também aumenta. Consequentemente, o fluido refrigerante que vaza pela folga pistão-cilindro é mais denso, o que aumenta o vazamento.

Define-se o vazamento relativo

$$m_l^* = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_b + \dot{m}_l} \tag{4.1}$$

como a razão entre a vazão mássica de fluido refrigerante que vaza pela folga pistão-cilindro e a vazão que seria fornecida pelo compressor na ausência de vazamento. Esse parâmetro é utilizado para verificar as condições nas quais o vazamento é mais crítico no que se refere à eficiência volumétrica do compressor.

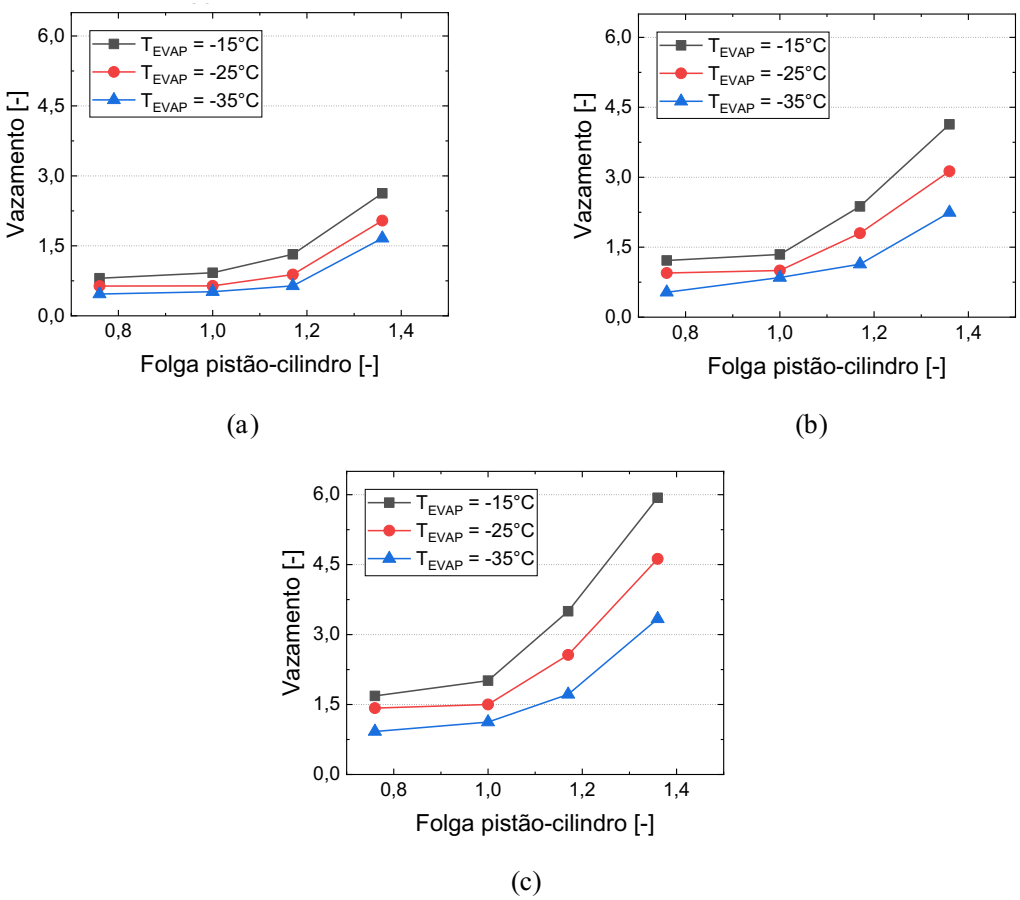


Figura 4.1 – Vazamento medido em todas as folgas e condições de operação para a velocidade do compressor de 2000 RPM e temperatura de condensação de 30°C (a), 40°C (b) e 50°C (c)

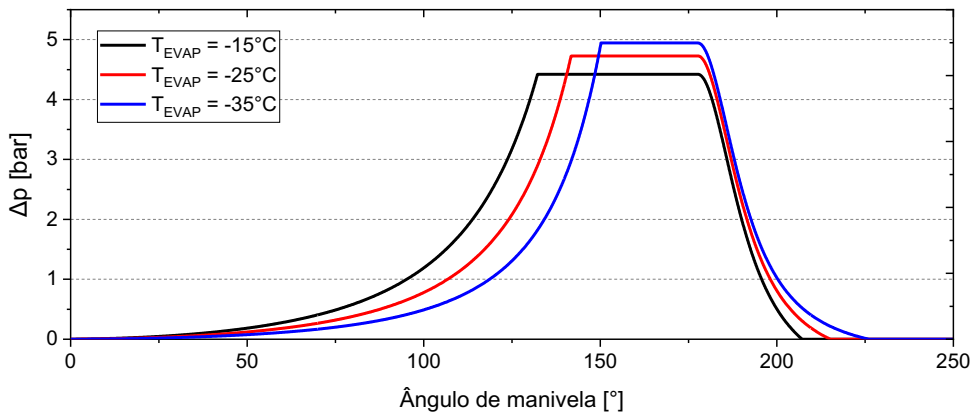


Figura 4.2 - Diferença de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça para a temperatura de condensação de 40°C

Tabela 4-4: Diferença média de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça do compressor por ciclo

T_{EVAP}	$\overline{\Delta p}$ [bar]
-15°C	1,01
-25°C	0,95
-35°C	0,86

A Figura 4.3 apresenta o vazamento relativo para todas as folgas e condições de operação testadas, mantendo a velocidade em 2000 RPM. Sabe-se que o vazamento pistão-cilindro e a vazão fornecida pelo compressor aumentam com a temperatura de evaporação. Observa-se que o vazamento relativo, por sua vez, diminui. Portanto, conclui-se que, para um aumento na temperatura de evaporação, o aumento da vazão do compressor é proporcionalmente maior do que o aumento do vazamento na folga pistão-cilindro. Por outro lado, o aumento da temperatura de condensação resulta no aumento do vazamento pistão-cilindro e na queda da vazão do compressor. Como esses dois parâmetros contribuem para o aumento do vazamento relativo, constata-se que a eficiência volumétrica é mais sensível à temperatura de condensação do que à temperatura de evaporação.

A Tabela 4.5 apresenta a vazão do compressor de acordo com a condição de operação. Os valores de vazão são normalizados pela vazão do compressor obtida para folga de 1,00 e velocidade de rotação de 2000 RPM.

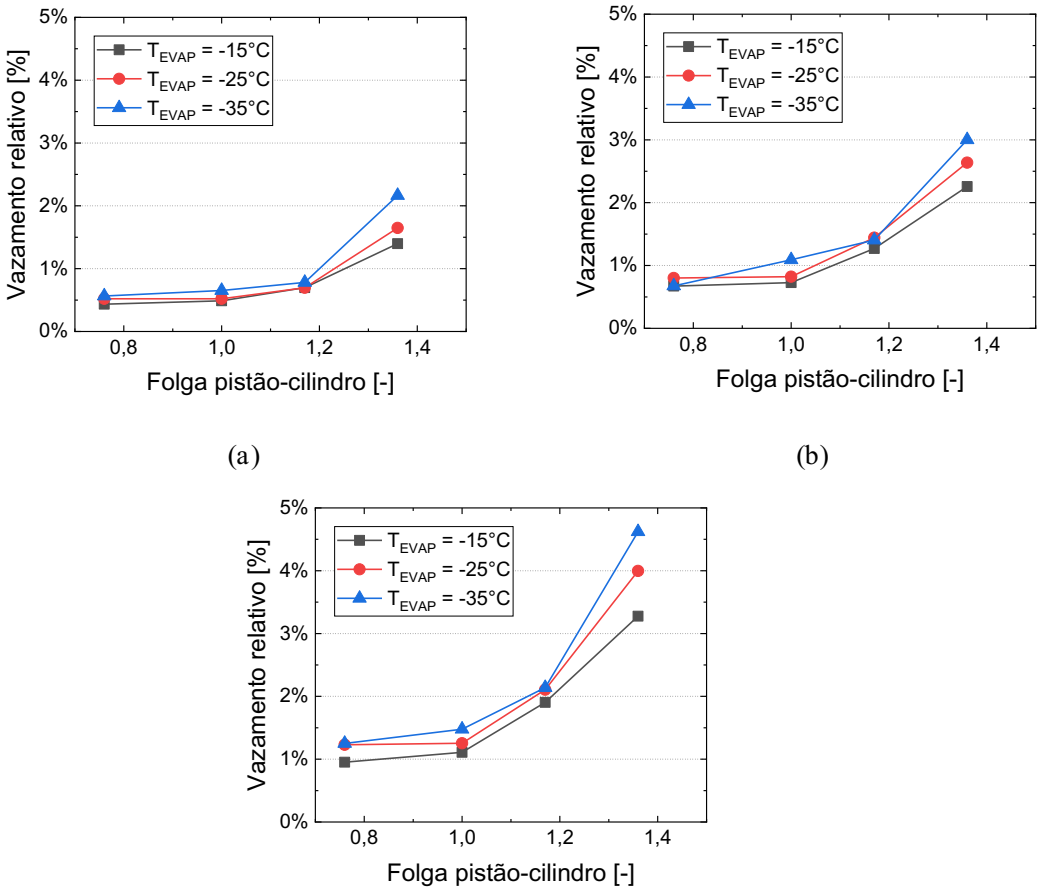


Figura 4.3 – Vazamento relativo em todas as folgas e condições de operação para a velocidade do compressor de 2000 RPM e temperatura de condensação de 30°C (a), 40°C (b) e 50°C (c)

Tabela 4-5: Vazões do compressor normalizadas medidas para folga 1,00 e velocidade de 2000 RPM.

T_{EVAP}	T_{COND}					
	30°C		**40°C**		**50°C**	
-15°C	1.554	±0.007	1.521	±0.007	1.491	±0.008
-25°C	1.013	±0.011	1.000	±0.007	0.983	±0.011
-35°C	0.653	±0.011	0.640	±0.007	0.625	±0.009

4.2.2 – EFEITO DA VELOCIDADE DO COMPRESSOR

Os vazamentos medidos para todas as velocidades e dimensões de folgas para a condição de operação (-25°C, 40°C) são apresentados na Figura 4.4. Nota-se que a relação entre vazamento e a velocidade é decrescente em todas as medições e que as tendências de decaimento são bastante similares entre si. Esse decaimento também é observado na Figura 4.5, onde são apresentadas as medições realizadas para a folga de 1,0, nas condições de operação de operação (-35°C, 30°C), (-25°C, 40°C), (-15°C, 50°C) e (-35°C, 50°C).

Diversos fatores contribuem para o decaimento do vazamento com o aumento da velocidade de rotação do compressor, evidenciado nos experimentos. Um deles é a relação entre o bombeamento de óleo lubrificante e a velocidade de rotação do compressor. Como demonstrado na análise numérica e experimental de Tada *et al.* (2014), quanto menor a velocidade de rotação, menos intenso é o bombeamento de óleo no compressor. Como consequência, a quantidade de óleo lubrificante que alcança a folga pistão-cilindro também diminui, reduzindo a vedação da folga para vazamento.

A densidade do fluido refrigerante no interior da câmera de compressão é outro fator que pode explicar o aumento do vazamento com a redução da velocidade de rotação. Durante os processos de compressão e descarga, o pistão se movimenta em direção ao ponto morto superior, carregando fluido refrigerante para dentro da câmara de compressão, diminuindo o vazamento pela folga. Já nos processos de expansão e sucção, o pistão se movimenta em direção ao ponto monto inferior, carregando fluido para o interior da carcaça, aumentando o vazamento. Considerando as densidades envolvidas em

todo o ciclo de compressão, infere-se que o movimento do pistão diminui o vazamento total na folga, uma vez que o fluido refrigerante que ele arrasta para dentro da câmara de compressão é mais denso do que o fluido refrigerante que ele arrasta para fora dela. A Figura 4.6 demonstra esse comportamento, representando a velocidade do pistão e a densidade do fluido refrigerante dentro da câmara de compressão em um ciclo de compressão simplificado. Quanto maior a velocidade de operação do compressor, maiores as velocidades atingidas pelo pistão e maior a parcela de fluido refrigerante carregada para dentro da câmara de compressão, diminuindo ainda mais o vazamento. Esse comportamento foi também evidenciado numericamente por Braga (2017).

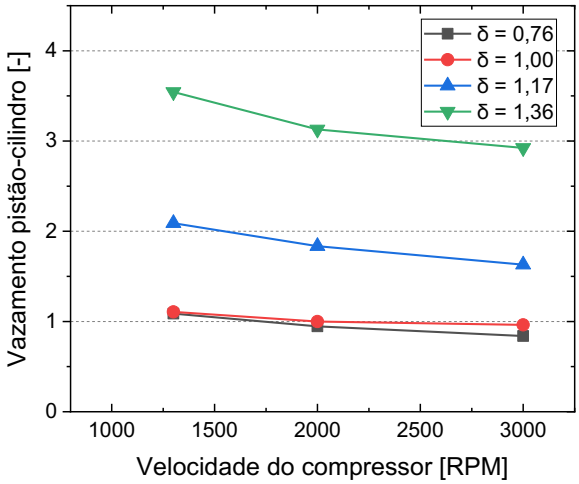


Figura 4.4 – Vazamentos para todas as rotações e folgas do envelope de testes, na condição de operação de (-25°C, 40°C)

Outro fator que poderia explicar o efeito da velocidade do compressor sobre o vazamento é a excentricidade do pistão. Como demonstrado em análises numéricas de Prata *et al.* (2000), Dias (2012), Lohn e Pereira (2014) e Braga (2017), o posicionamento do pistão e a dinâmica do mecanismo biela-manivela possuem grande influência sobre o vazamento. Como a velocidade e a condição de operação alteram a movimentação do pistão durante o funcionamento do compressor, a excentricidade ao longo do ciclo de compressão também pode ser alterada, o que afetaria o vazamento pistão-cilindro.

Os vazamentos relativos (m_l^*) referentes às medições apresentadas nas Figuras 4.4 e 4.5 são apresentados nas Figuras 4.7 e 4.8, respectivamente. Observa-se que o vazamento relativo é bastante dependente da velocidade do compressor (w). Isso ocorre porque w afeta a vazão fornecida pelo compressor ($\dot{m}_b$) e o vazamento na folga pistão-cilindro ($\dot{m}_l$). Por exemplo, a redução de w diminui $\dot{m}_b$ e aumenta $\dot{m}_l$, contribuindo para o aumento do m_l^*, conforme observado nas medições. Assim, quanto menor a velocidade de operação, mais crítico é o vazamento para a eficiência volumétrica do compressor.

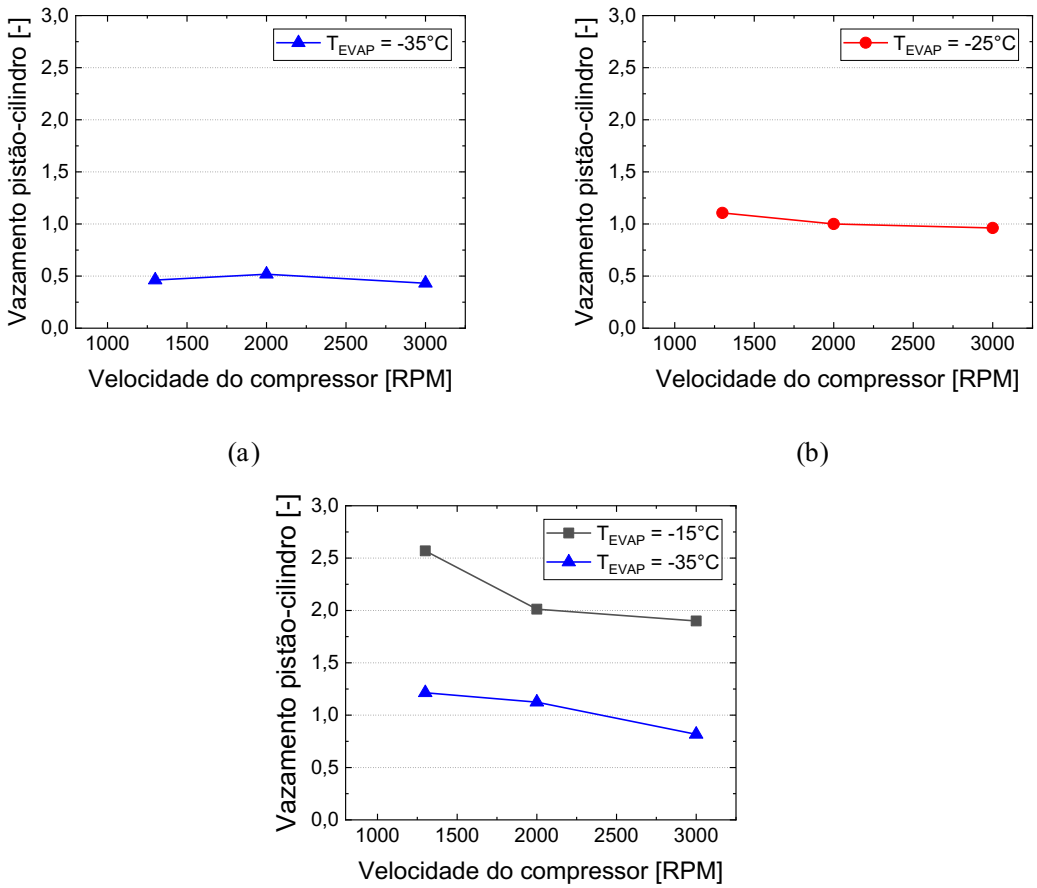
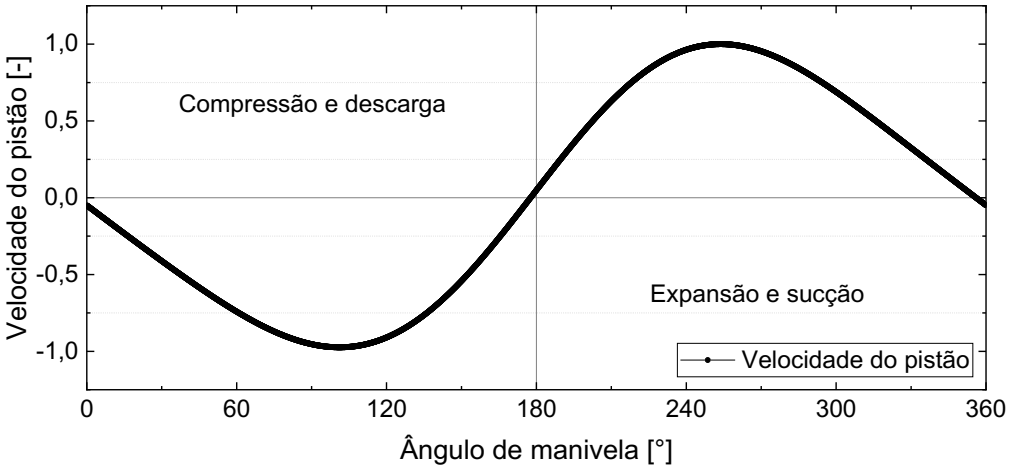
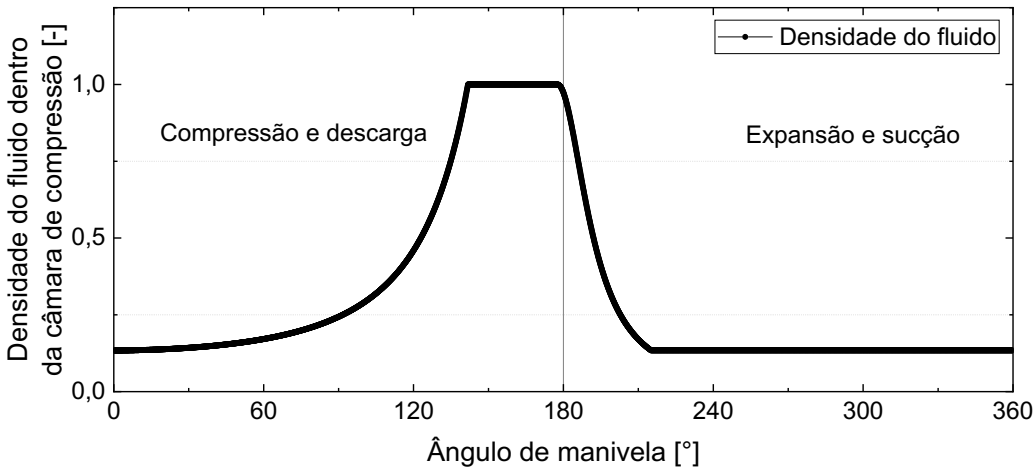


Figura 4.5 – Vazamento para a folga de 1,0, nas condições de operação de operação (a) (-35°C, 30°C), (b) (-25°C, 40°C), (c) (-15°C, 50°C) e (-35°C, 50°C)



(a)



(b)

Figura 4.6 – Velocidade do pistão (a) e densidade do fluido refrigerante dentro da câmara de compressão (b) ao longo de um ciclo de compressão simples

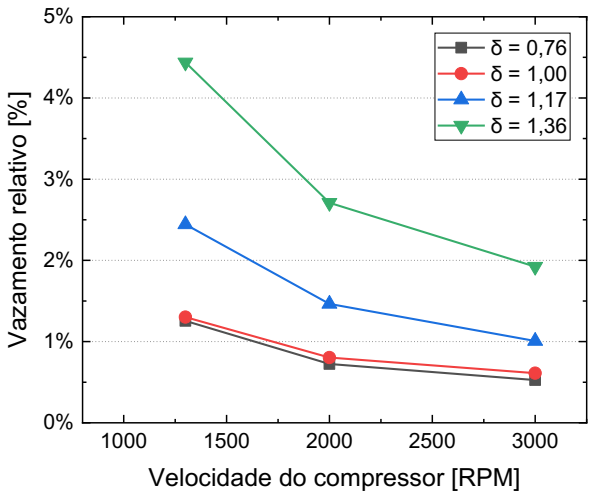
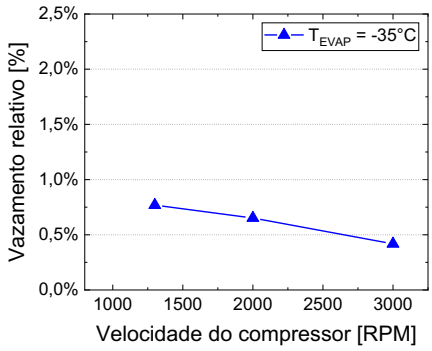
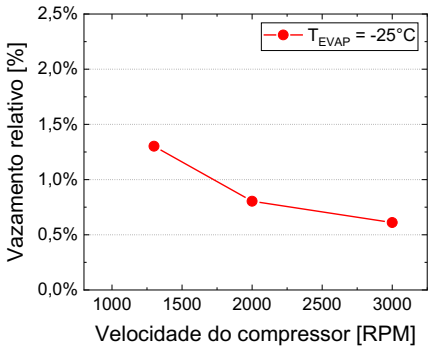


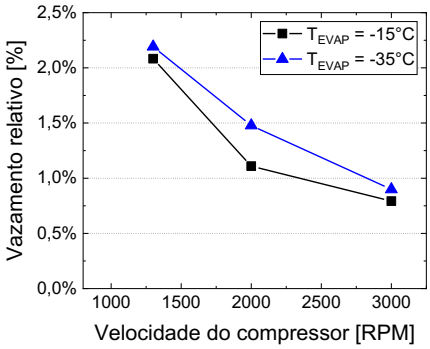
Figura 4.7 – Vazamento relativo em todas as rotações e folgas do envelope de testes, na condição de operação de (-25°C, 40°C)



(a)



(b)



(c)

Figura 4.8 - Vazamento relativo para a folga de 1,0, nas condições de operação de operação (-35°C, 30°C) (a), (-15°C, 50°C) (b) e (-35°C, 50°C) (c).

4.3 – COMPARAÇÃO COM MODELOS DA LITERATURA

4.3.1 – APRESENTAÇÃO DOS MODELOS TEÓRICOS

Os modelos de Zuk e Smith (1969) e Braga (2017) foram implementados para calcular o vazamento pistão-cilindro, considerando as mesmas dimensões da folga e condições de operação dos experimentos deste trabalho.

O modelo apresentado em Zuk e Smith (1969) é analítico e calcula a vazão de massa de um escoamento compressível através de um canal estreito formado por duas placas planas. Considerando que a altura da folga é significativamente menor do que o diâmetro do pistão e assumindo que pistão e cilindro são concêntricos, essa geometria do modelo pode, em princípio, representar a folga pistão-cilindro. O modelo calcula a vazão mássica na folga pistão-cilindro através da seguinte expressão:

$$\dot{m}_{zs} = \frac{\pi D \delta^3 \rho_{cc} p_{cc}}{24 \mu L} \left(1 - \frac{p_{carc}^2}{p_{cc}^2} \right) \tag{4.2}$$

sendo L o comprimento do pistão, D o diâmetro do cilindro, δ a dimensão da folga, ρ_{cc} e p_{cc} a densidade e a pressão na câmara de compressão, p_{carc} a pressão na carcaça e μ a viscosidade do fluido refrigerante.

O segundo modelo foi proposto por Braga (2017), considera o conjunto pistão-cilindro como sendo concêntrico e também aproxima a geometria da folga a um canal formado por duas placas planas. A principal diferença em relação ao modelo de Zuk e Smith (1969) é que o efeito da velocidade do pistão (v_p) sobre o vazamento é considerado. A partir da equação de Reynolds, considerando o escoamento de um gás ideal compressível, o campo de pressão do escoamento pode ser representado por:

$$\frac{d}{dz}\left(p^{1/\gamma} \frac{dp}{dz} \right) = \frac{-3 \mu D v_p}{\delta^2} \frac{d\left(p^{1/\gamma}\right)}{dz} \tag{4.3}$$

sendo z a direção do comprimento do pistão. Essa é uma equação não-linear, solucionada com a aplicação do método dos volumes finitos. Aplicando as condições de contorno

$p(0) = p_{cc}$ e $p(L) = p_{carc}$, é possível determinar o campo de pressão do escoamento. O vazamento pistão-cilindro, então, pode ser obtido de:

$$\dot{m}_{br} = \left(\frac{\delta^3 \rho}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\rho v_p \delta}{2}\right) D\pi \tag{4.4}$$

No caso em que o escoamento é de um fluido incompressível, o campo de pressão na folga é obtido a partir de:

$$\rho_{cc}\delta^3 \frac{d}{dz}\left(\frac{dp}{dz}\right) = 0 \tag{4.5}$$

Deve ser mencionado que ambos os modelos consideram que a folga está preenchida exclusivamente por fluido refrigerante. A pressão interna da câmara de compressão (p_{cc}), necessária para solução das equações (4.2), (4.3) e (4.5), foi determinada a partir de um ciclo de compressão simplificado, considerando válvulas de sucção e descarga ideais e processos de compressão e expansão isentrópicos. A partir dos valores de p_{cc}, a vazão na folga pistão-cilindro pode ser obtida ao longo de todo o ciclo de compressão. Os vazamentos são calculados para cada ângulo de manivela, somados entre si e multiplicados pela frequência de operação do compressor, resultando em um valor comparável com o vazamento medido.

4.3.2 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O modelo de Braga (2017) permitiu avaliar os vazamentos de fluido refrigerante considerando formulações de fluido compressível e incompressível. Os resultados desse modelo obtidos para a rotação de 2000 RPM são apresentados na Figura 4.9, juntamente com as medições. Observa-se que os resultados para fluido incompressível superestimam o vazamento, enquanto os resultados para fluido compressível o subestimam em quase todas as situações avaliadas. Apesar das diferenças encontradas em relação às medições, os resultados numéricos para fluido compressível foram os que se mostraram mais próximos dos valores medidos, especialmente para as folgas 1,00 e 1,17 e baixas

temperaturas de condensação. Isso corrobora a conclusão de Lohn e Pereira (2014) de que a formulação de fluido compressível é mais adequada na simulação de vazamentos.

A maior diferença entre as curvas experimental e numérica compressível é observada nas menores dimensões da folga pistão-cilindro. Nota-se também que os resultados numéricos decrescem para folgas entre 1,00 e 0,76, não seguindo a tendência assintótica demonstrada nas medições nas folgas de mesma dimensão. Como o modelo compressível se mostrou o mais adequado para prever o vazamento na folga pistão-cilindro, todos os resultados numéricos que serão apresentados a partir desse ponto foram obtidos adotando o fluido refrigerante como compressível.

A Figura 4.10 apresenta os vazamentos relativos m_l^* medidos e calculados com o modelo de Braga (2017). Nota-se que o modelo mais uma vez fornece resultados próximos dos dados experimentais, com as maiores diferenças sendo observadas para a folga de 0,76. Além disso, existem também diferenças significativas entre os resultados para a folga 1,17, na temperatura de condensação de -35°C. Uma vez que os vazamentos absolutos para essa configuração são bastante próximos, essa divergência no vazamento relativo se deve a diferenças nas vazões fornecidas pelo compressor medidas e calculadas.

A Figura 4.11 mostra comparações entre as medições do vazamento e os resultados obtidos com os modelos de Zuk e Smith (1969) e Braga (2017) para as condições de (-15°C, 30°C), (-15°C, 50°C), (-35°C, 30°C) e (-35°C, 50°C) e velocidade de rotação de 2000 RPM. Nota-se que os resultados de ambos os modelos são bastante similares, evidenciando que a velocidade do pistão, desconsiderada por Zuk e Smith (1969) e considerada por Braga (2017) no cálculo do vazamento, é numericamente irrelevante. Como Braga (2017) considera que a folga está completamente preenchida por fluido refrigerante, a velocidade tem um impacto ínfimo sobre o vazamento devido à baixa viscosidade do gás.

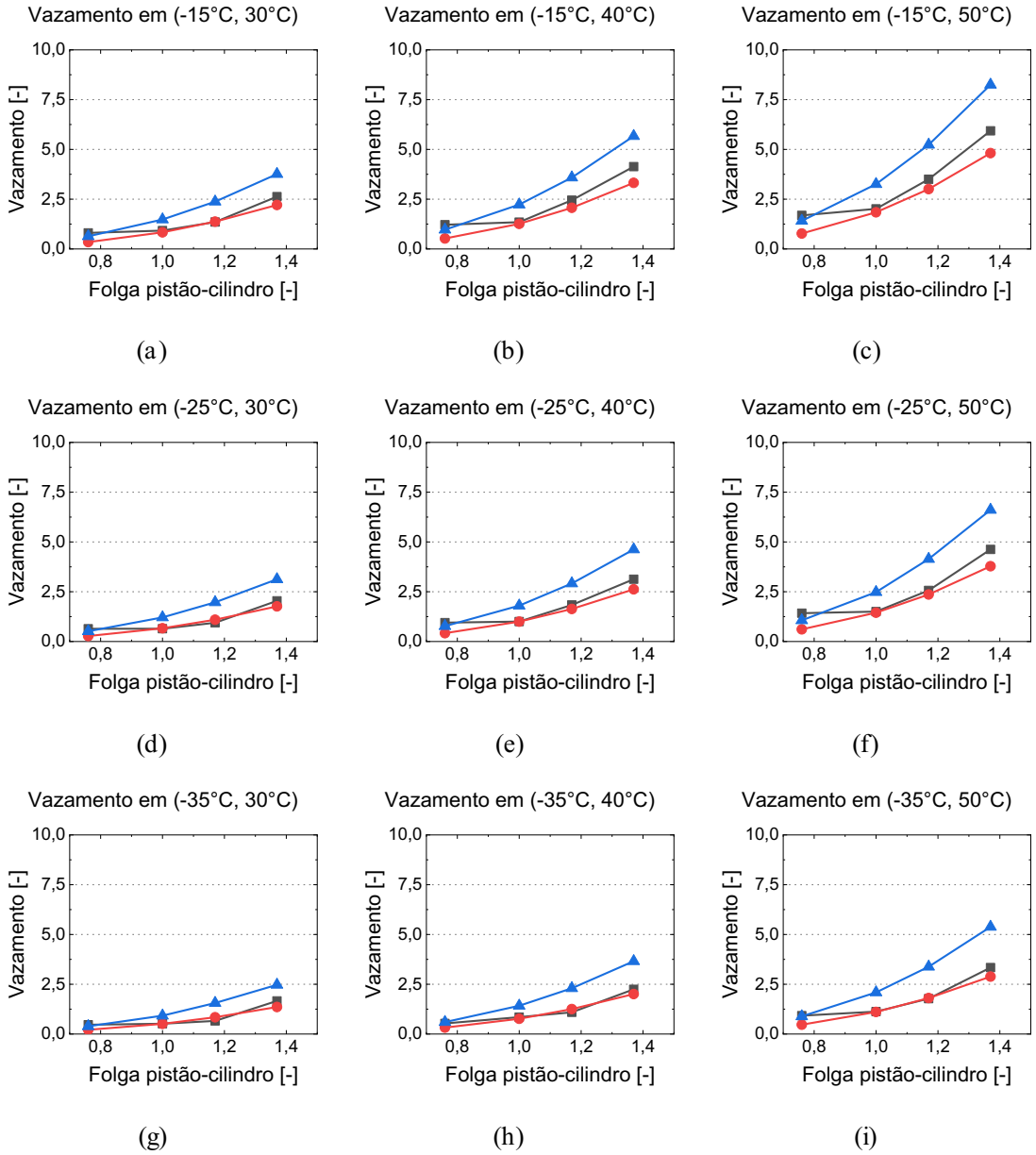


Figura 4.9 – Comparação entre medições (—■—) e estimativas do modelo de Braga (2017) em diversas condições de operação, considerando fluido compressível (—●—) e incompressível (—▲—) e velocidade de rotação de 2000 RPM

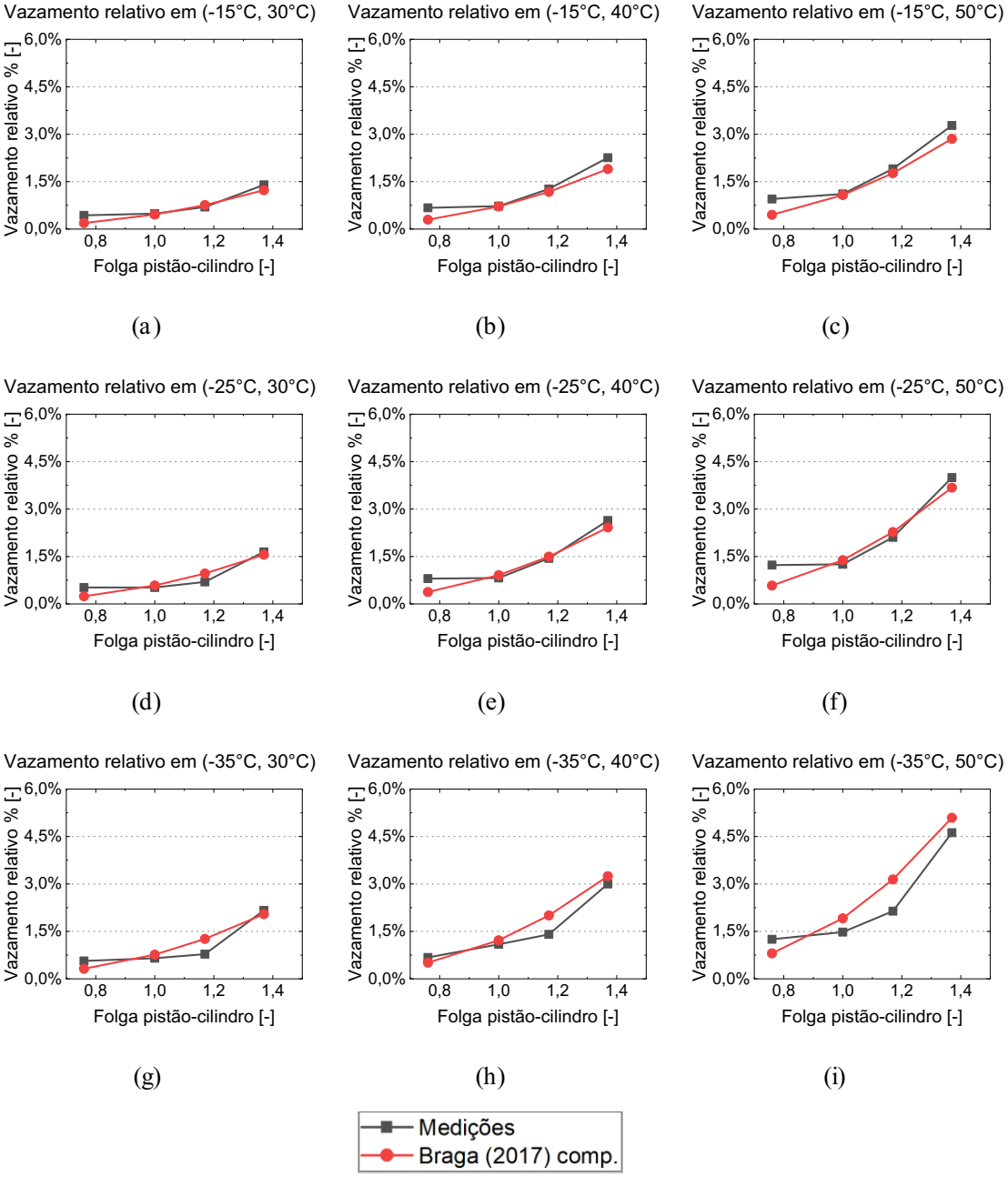


Figura 4.10 - Comparação entre o vazamento relativo medido (—■—) e calculado com o modelo de Braga (2017) (—●—) em diversas condições de operação e velocidade de rotação de 2000 RPM

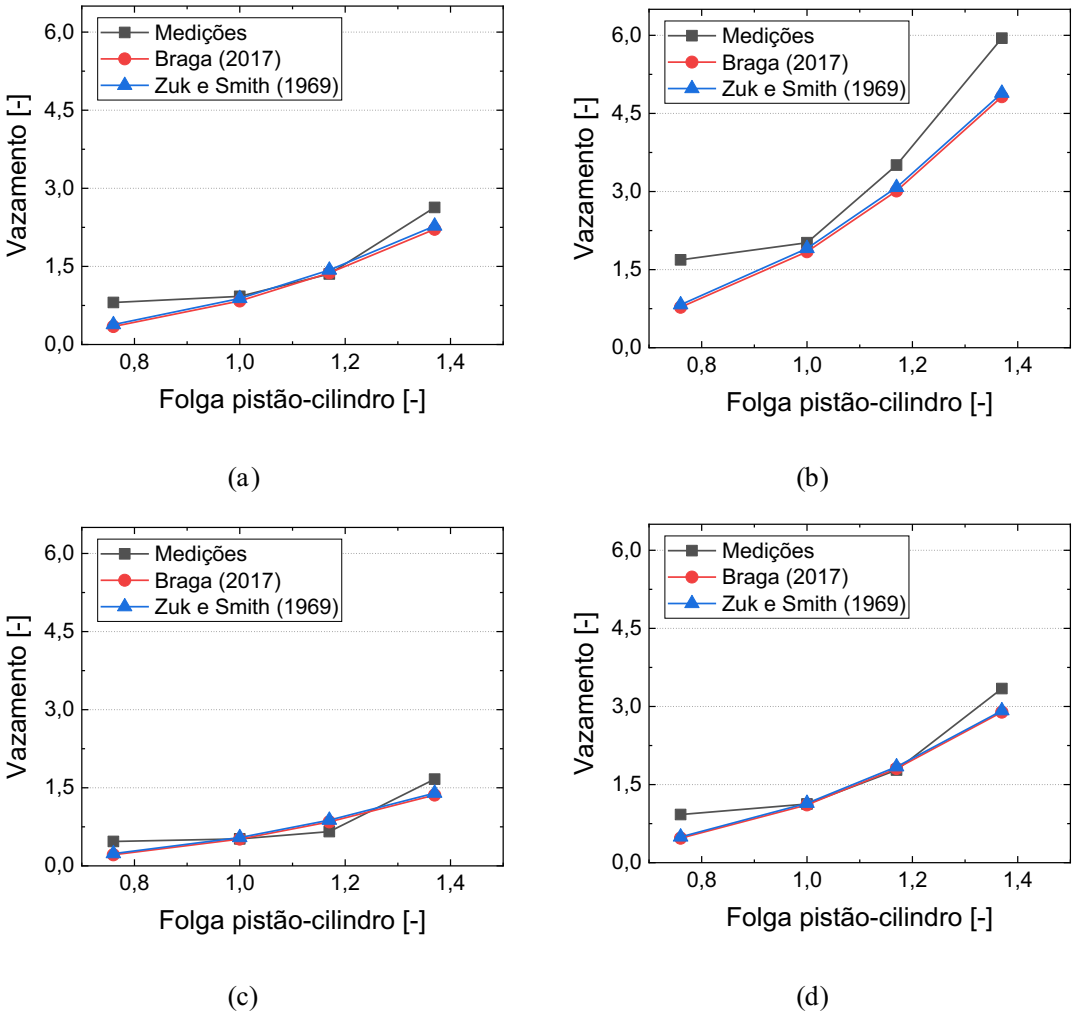


Figura 4.11 – Medições e resultados numéricos obtidos com Braga (2017) e Zuk e Smith (1969), para as condições de (a) (-15°C, 30°C), (b) (-15°C, 50°C), (c) (-35°C, 30°C) e (d) (-35°C, 50°C) e velocidade de rotação de 2000 RPM

A Figura 4.12 apresenta os vazamentos medidos e calculados para a condição de operação (-25°C, 40°C) para todas as folgas pistão-cilindro e velocidades do compressor contempladas nos experimentos. A Figura 4.13 traz os vazamentos medidos e calculados para as condições de operação (-15°C, 50°C), (-35°C, 30°C) e (-35°C, 50°C), velocidade de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM e folga 1,00. Nota-se nessas figuras que o aumento da velocidade gera uma queda bastante amena nos vazamentos calculados com o modelo de Braga (2017). Como o modelo de Zuk e Smith (1969) despreza o efeito da velocidade do pistão, seus resultados são representados por linhas horizontais. Em contrapartida, as medições mostram que a velocidade do pistão afeta o vazamento, especialmente nas maiores folgas pistão-cilindro e temperaturas de condensação altas.

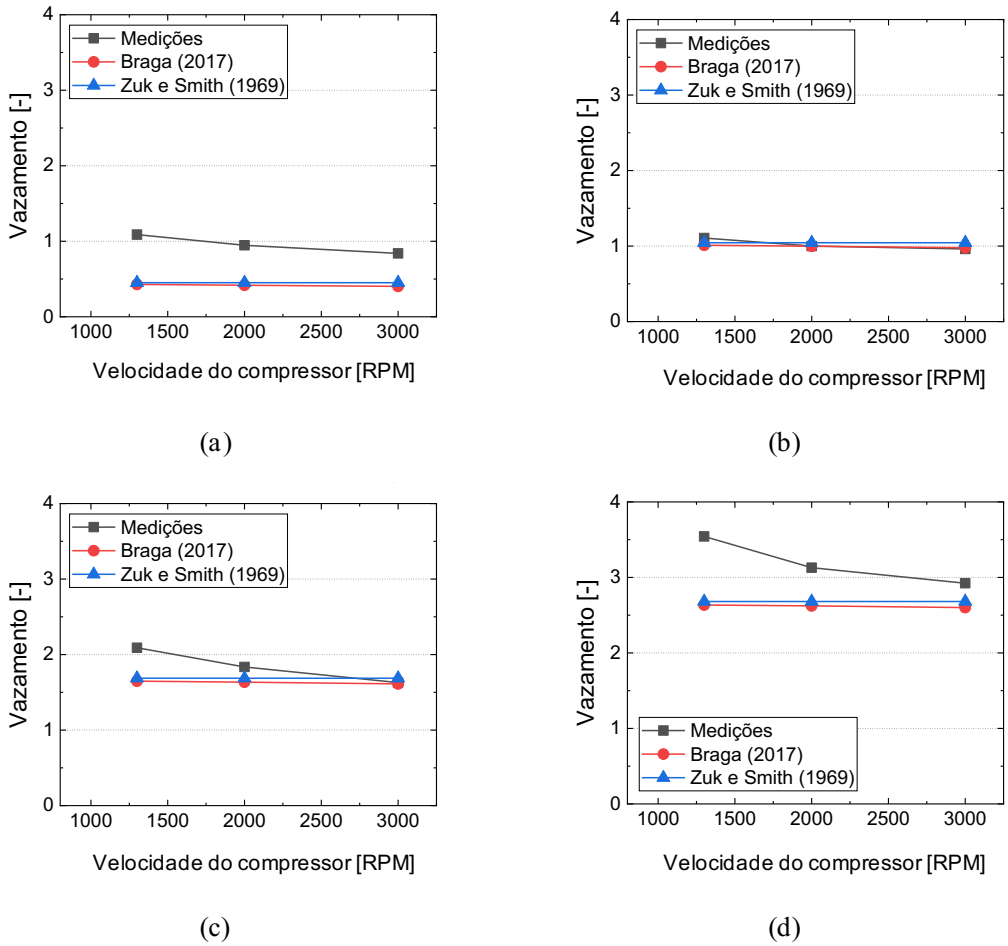
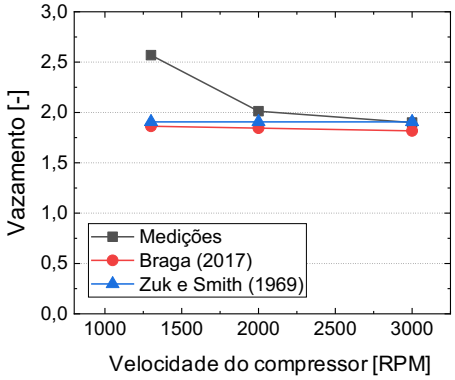
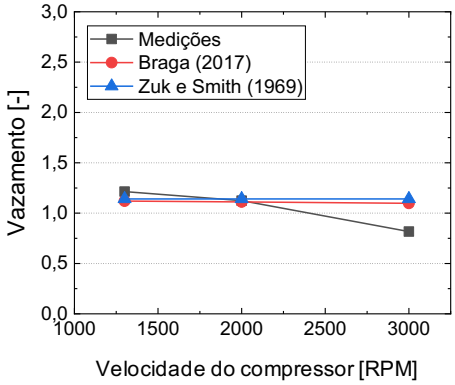


Figura 4.12 – Vazamento medido e calculado para a condição de operação (-25°C, 40°C) para as folgas de (a) 0,76, (b) 1,00, (c) 1,17 e (d) 1,36 e velocidade de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM

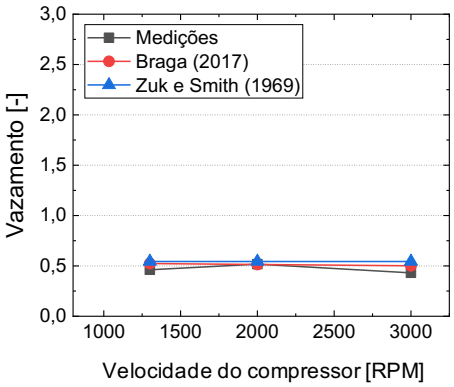
A Figura 4.14 traz os vazamentos relativos obtidos das medições e do modelo de Braga (2017) para a condição de operação (-25°C, 40°C), todas as folgas pistão-cilindro e velocidades do compressor adotadas nos experimentos. Por sua vez, a Figura 4.15 indica os vazamentos relativos avaliados das medições e do mesmo modelo para as condições de operação (-15°C, 50°C), (-35°C, 30°C) e (-35°C, 50°C) e velocidade de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM, considerando a folga igual a 1,00. Apesar das divergências observadas em algumas condições nas Figuras 4.12 e 4.13 para o vazamento absoluto, o modelo de Braga (2017) apresentou resultados bastante razoáveis para os vazamentos relativos.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.13 – Vazamentos medido e calculado com Braga (2017) e Zuk e Smith (1969), para as condições de (a) (-15°C, 50°C), (b) (-35°C, 50°C) e (c) (-35°C, 30°C), folga 1,00 e velocidades de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM

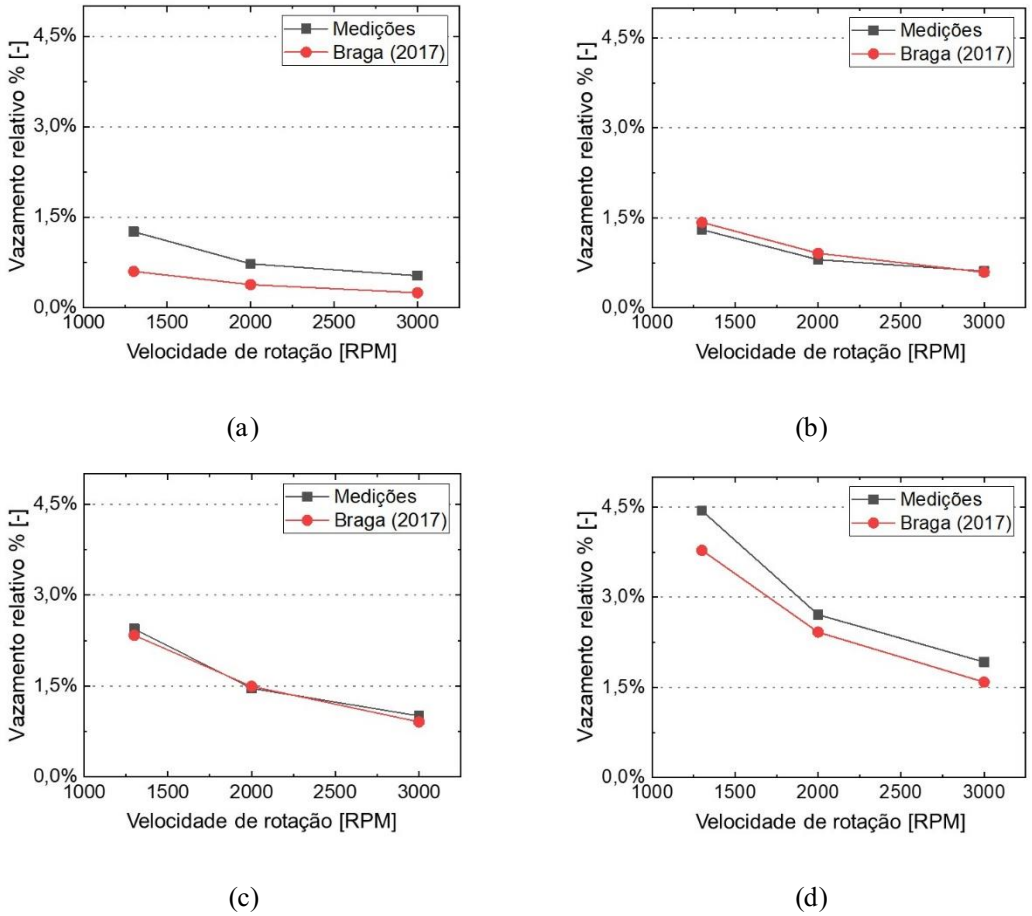


Figura 4.14 – Vazamento relativo medido e calculado para a condição de operação (-25°C, 40°C) para as folgas de (a) 0,76, (b) 1,00, (c) 1,17 e (d) 1,36 e velocidade de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM

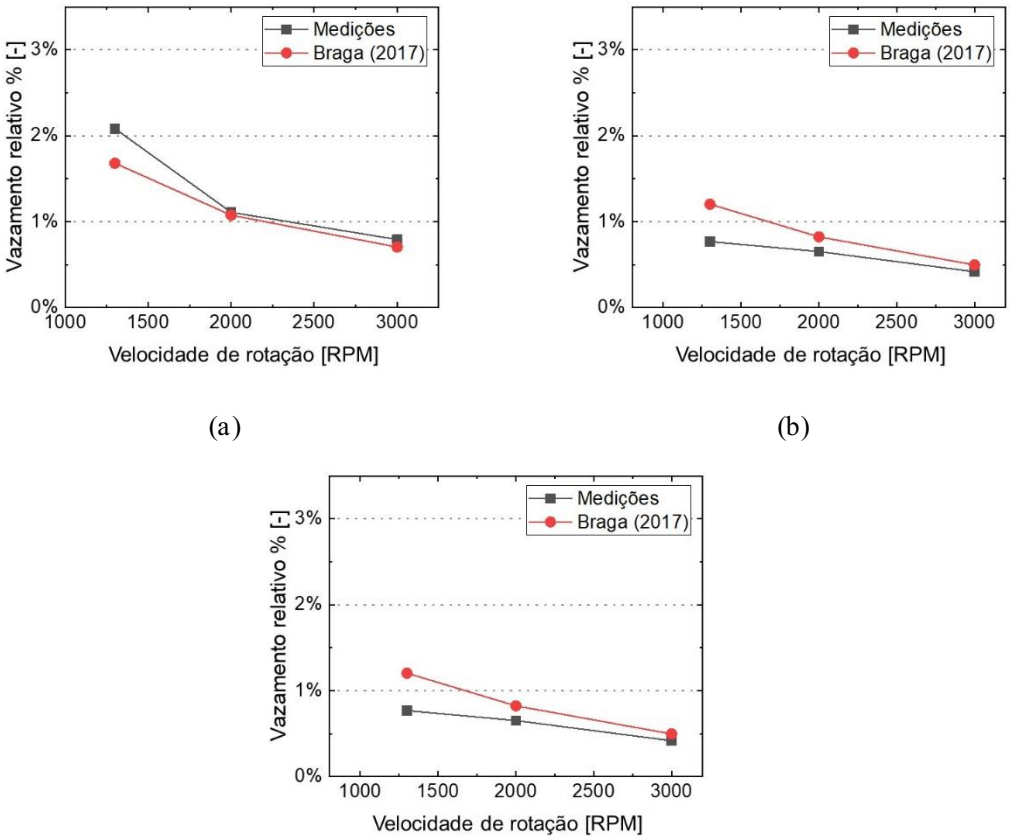


Figura 4.15 - Vazamento relativo medido e calculado com Braga (2017) para as condições de (a) (-15°C, 50°C), (b) (-35°C, 30°C) e (c) (-35°C, 50°C), folga 1,00 e velocidades de rotação de 1300 RPM, 2000 RPM e 3000 RPM

4.4 – DESENVOLVIMENTO DE CORRELAÇÕES

A partir das medições, desenvolveram-se correlações para calcular o vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro, empregando três abordagens distintas:

(i) Correlação dimensional: baseada nas medições de vazamento em função das dimensões da folga, condições de operação e velocidade do compressor;

(ii) Correlação adimensional: baseada no Teorema dos πs de Buckingham, empregando grupos adimensionais;

(iii) Correlação para fator de correção de modelo: baseado na diferença entre os vazamentos medidos e calculados pelo modelo de Braga (2017).

As três correlações foram desenvolvidas com o *software* TuringBot, que emprega o algoritmo genético na busca das funções que melhor representem um fenômeno. Além

de identificar o parâmetro alvo e fornecer os parâmetros de entrada, o usuário define os seguintes aspectos:

- a métrica para avaliar a qualidade de cada correlação;
- a proporção dos dados de entrada destinados à criação e à validação da correlação em um procedimento denominado validação cruzada;
- as operações matemáticas que podem ser usadas na composição das correlações.

Devido a quantidade relativamente pequena de medições, especialmente considerando os experimentos realizados para avaliar o efeito da variação da velocidade de rotação, optou-se por não implementar o procedimento de validação cruzada. Todas as medições foram utilizadas para gerar as correlações empíricas. Com o intuito de evitar equações desnecessariamente complexas, as operações permitidas pelo *software* se limitaram a soma, multiplicação e divisão. O erro quadrático médio foi a métrica selecionada para avaliar a qualidade das correlações.

O *software* TuringBot gera uma série de modelos com diferentes números de termos e níveis de acurácia. Geralmente, quanto maior o número de termos da correlação, maior é sua precisão. Entretanto, um equilíbrio entre complexidade e acurácia foi buscado, a fim de evitar problemas de sobreajuste (Mitchell, 1997). Por fim, observou-se no desenvolvimento de correlações que o TuringBot favorece os parâmetros de entrada que apresentam maior ordem de grandeza. A fim de evitar um bias artificial, todos os parâmetros de entrada foram normalizados antes de serem fornecidos para o *software*. A referência de normalização foi a condição de operação (-25°C, 40°C) e velocidade de 2000 RPM.

4.4.1 – CORRELAÇÃO DIMENSIONAL

A correlação dimensional foi desenvolvida a partir das medições originais do vazamento na folga pistão-cilindro. Com exceção da normalização, nenhuma alteração foi imposta aos parâmetros de entrada, indicados na Tabela 4.6.

Tabela 4-6: Parâmetros de entrada da correlação dimensional

Parâmetros de entrada – Correlação dimensional	
$\dot{m}_l$	Medição do vazamento pistão-cilindro
δ	Folga pistão-cilindro
w	Velocidade de rotação do compressor
p_v	Pressão de evaporação
Δp	Diferença entre as pressões de condensação e evaporação

Considerou-se somente os fatores que foram variados ao longo dos experimentos. Ao invés das temperaturas, optou-se por utilizar a pressão de evaporação e a diferença de pressão entre a condensação e a evaporação como parâmetros de entrada, visto que estão diretamente associadas à diferença de pressão entre a câmara de compressão e a carcaça, principal força motriz do vazamento.

Com base nos dados fornecidos, a correlação dimensional gerada mais adequada é dada pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_l = \left(2{,}810\delta^3 + 1{,}428p_{evap}\delta^2 - 3{,}779\delta^2 + 1{,}160\right)\Delta p + (-1{,}354\delta + 0{,}945)w \tag{4.6}$$

A correlação dimensional possui algumas similaridades com a expressão do vazamento pistão-cilindro utilizada no modelo de Braga (2017), ou seja,

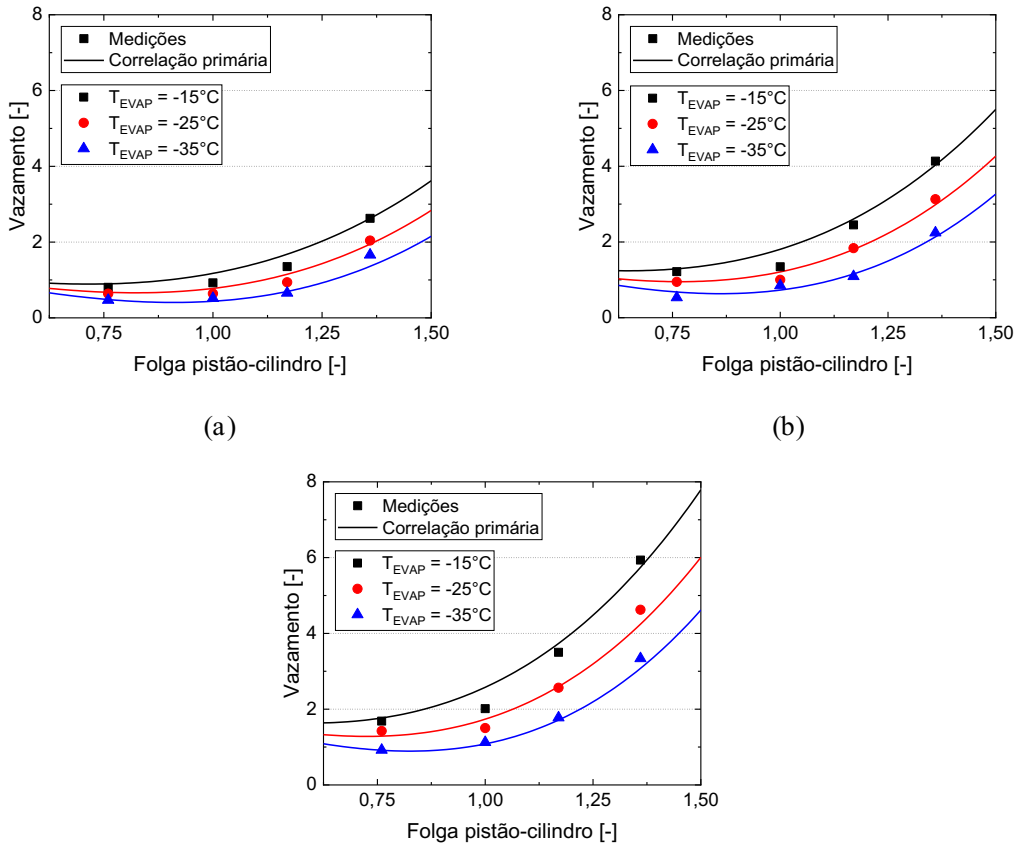
$$\dot{m}_{br} = \left(\frac{\delta^3\rho}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{\rho\delta v_p}{2}\right)D\pi \tag{4.7}$$

Na equação (4.7), ρ e μ correspondem à densidade e à viscosidade do fluido refrigerante, enquanto v_p é a velocidade do pistão. Analisando as equações (4.6) e (4.7), percebe-se que o termo referente à velocidade em ambas é multiplicado pela folga pistão-

cilindro e sua contribuição para o vazamento é negativa. Outra semelhança entre as duas equações é a multiplicação do termo referente à diferença de pressão por uma função cúbica da folga. Isso mostra que o *software* TuringBot, usando exclusivamente dados experimentais, deduziu uma correlação que se assemelha a um modelo teórico para o vazamento na folga por conta própria.

Na Figura 4.16, são apresentadas as curvas geradas com a correlação dimensional, juntamente com as medições, para todas as condições de operação e folgas, sujeitas a velocidade de rotação de 2000 RPM. Observa-se boa concordância entre os vazamentos medidos e calculados, especialmente para as maiores folgas. Idealmente, a correlação deve ser usada para condições geométricas e de operação dentro dos limites impostos pelo envelope de testes. Entretanto, a extrapolação das curvas segue a tendência observada a partir das medições. Por exemplo, espera-se que o vazamento cresça significativamente para folgas maiores do que 1,36 e permaneça aproximadamente estagnado para folgas menores do que 0,76.

A Figura 4.17 apresenta os vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional na condição (-25°C, 40), considerando todas as folgas e velocidades de rotação testadas nos experimentos. Além disso, a Figura 4.18 apresenta os vazamentos medidos e calculados com a correlação para a folga 1,00, considerando todas as velocidades de rotação e condições de operação (-15°C, 50°C), (-35°C, 30°C) e (-35°C, 50°C). Mesmo com poucos experimentos voltados para a análise da influência da velocidade de rotação sobre o vazamento, a correlação dimensional modelou a relação entre essas grandezas de maneira razoável. A partir da Equação 4.6, denota-se que a dimensão de folga é o parâmetro que determina a taxa de decaimento do vazamento com a velocidade, sendo que quanto maior a folga, maior é a variação do vazamento com a velocidade de rotação, independente da condição de operação.



(a) (b)

(c)

Figura 4.16 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional para todas as folgas, velocidade de rotação de 2000 RPM e temperatura de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C

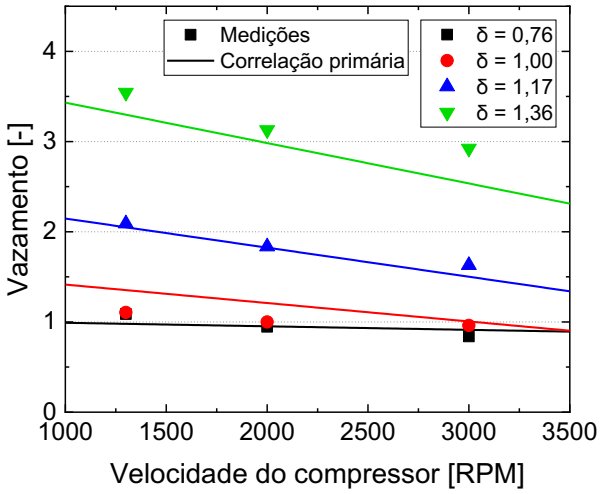
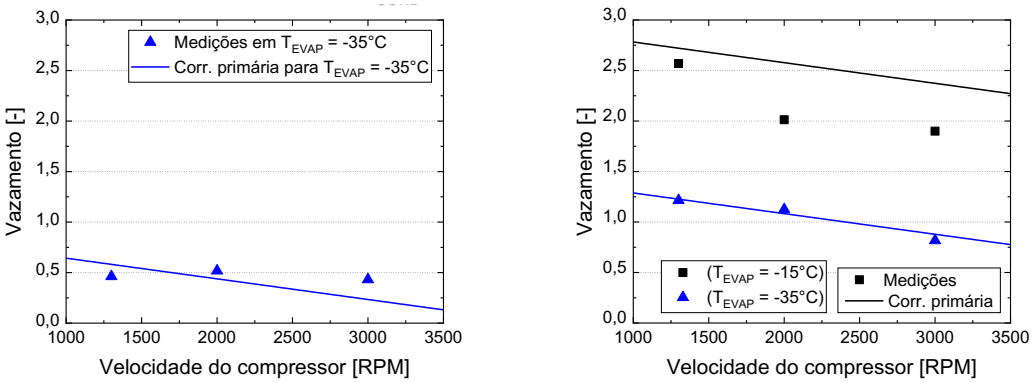


Figura 4.17 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional em todas as rotações e folgas contempladas nos experimentos, na condição de operação de (-25°C, 40°C)



(a) (b)

Figura 4.18 – Vazamentos medidos e calculados com a correlação dimensional para a folga 1 e temperaturas de condensação de (a) 30°C e (b) 50°C

4.4.2 – CORRELAÇÃO ADIMENSIONAL

A correlação adimensional é obtida seguindo um procedimento bastante similar ao implementado no desenvolvimento da correlação dimensional. Um conjunto de dados de entrada é fornecido ao *software* TuringBot, que desenvolve diversas correlações para calcular o parâmetro alvo. Para a correlação adimensional, esse conjunto de dados corresponde aos πs de Buckingham calculados a partir dos parâmetros importantes para o vazamento pistão-cilindro. Desse modo, a correlação adimensional considera mais

fatores do que o a correlação dimensional, listados na Tabela 4.7. Os parâmetros adicionais são o diâmetro do cilindro, a densidade e a viscosidade do fluido refrigerante no passador de sucção.

Tabela 4-7: Parâmetros envolvidos no vazamento pistão-cilindro selecionados para implementação do Teorema dos pis de Buckingham

Parâmetro de análise	**Símbolo**	**Unidades de medida primárias**
Vazamento	$\dot{m}_l$	$\frac{M}{t}$
Diâmetro do pistão	D	x
Velocidade do compressor	w	$\frac{1}{t}$
Densidade do refrigerante no passador de sucção	ρ_s	$\frac{M}{x^3}$
Viscosidade do refrigerante no passador de sucção	μ_s	$\frac{M}{tx}$
Folga pistão-cilindro diametral	δ	x
Pressão de evaporação	p_v	$\frac{M}{t^2x}$
Pressão de condensação	p_c	$\frac{M}{t^2x}$
Diferença de pressão	Δp	$\frac{M}{t^2x}$

A fim de gerar os fatores adimensionais de Buckingham, três parâmetros repetitivos devem ser selecionados. Dentre as diversas combinações de parâmetros possíveis, o diâmetro do cilindro (D), a velocidade do compressor (w) e a densidade do fluido refrigerante no passador de sucção (ρ_s) foi a que resultou na correlação em maior concordância com as medições. Com base nesses parâmetros repetitivos, os seguintes grupos adimensionais foram determinados:

$$\Pi_1 = \frac{\dot{m}_l}{\rho_s w D^3} \tag{4.8}$$

$$\Pi_2 = \frac{\mu_s}{\rho_s w D^2} \tag{4.9}$$

$$\Pi_3 = \frac{h}{D} \tag{4.10}$$

$$\Pi_4 = \frac{p_v}{\rho_s w^2 D^2} \tag{4.11}$$

$$\Pi_5 = \frac{p_c}{\rho_s w^2 D^2} \tag{4.12}$$

$$\Pi_6 = \frac{\Delta p}{\rho_s w^2 D^2} \tag{4.13}$$

Os valores dos parâmetros e medições dos testes foram usados para calcular esses grupos adimensionais, os quais foram então normalizados e fornecidos para o *software* TuringBot. Π_1 é o parâmetro que corresponde à vazão mássica do vazamento. Dentre as diversas equações geradas, a seguinte correlação apresentou o melhor compromisso entre acurácia e complexidade:

$$\Pi_1 = \frac{(4{,}980\Pi_6 - 0{,}749)(\Pi_3^3 - 1{,}217\Pi_3^2 + 0{,}485)}{\Pi_2} \tag{4.14}$$

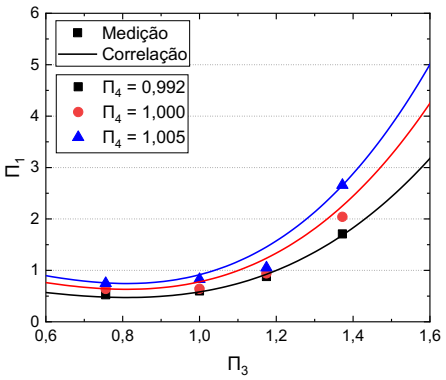
Observa-se que o formato dessa correlação adimensional se assemelha ao da correlação dimensional. Tem-se uma multiplicação entre Π_3 elevado ao cubo e Π_6, que representam o tamanho da folga e a diferença entre as pressões de condensação e

evaporação, respectivamente. Além disso, o termo relacionado à pressão de condensação, Π_5, também não entra no cálculo de Π_1.

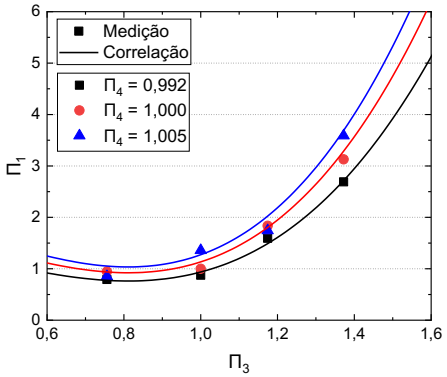
No entanto, existem algumas diferenças entre as correlações. Por exemplo, o termo referente à pressão de evaporação, Π_4 , não aparece na correlação adimensional. Sua ausência é compensada pela presença da densidade no passador de sucção em Π_2 e Π_6, uma vez que essas variáveis estão intrinsicamente conectadas.

A Figura 4.19 apresenta os Π_1 medidos e calculados com a correlação adimensional para todas as folgas e condições de operação, com a velocidade de rotação mantida em 2000 RPM. Observa-se boa concordância entre os valores medidos e calculados, especialmente para a temperatura de condensação de 50°C. Extrapolando os limites da folga estabelecidos pelo envelope de testes, a correlação estima que o vazamento aumenta para folgas menores do que 0,76, comportamento fisicamente inconsistente. Portanto, o uso da correlação fora do envelope de testes deve ser feito com cautela.

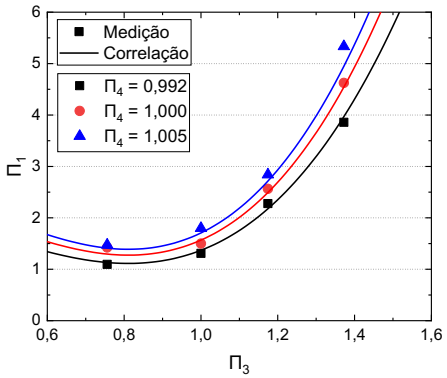
A velocidade de rotação foi selecionada como um dos parâmetros repetitivos e aparece nos grupos Π_2 e Π_6. Desse modo, sua contribuição ao vazamento é calculada de maneira mais complexa do que na correlação dimensional. Na Figura 4.20 são apresentados os resultados de vazamento na forma de Π_1 para a folga 1,00 em função da velocidade de rotação, e condições de operação (-35°C, 30°C), (-25°C, 40°C), (-15°C, 50°C) e (-35°C, 50°C). A Figura 4.21, por sua vez, apresenta os valores de Π_1 em função de Π_2, que é um termo representativo da velocidade do compressor, na condição de operação de (-25°C,40°C) em todas as folgas. Em ambas as figuras, observa-se que os resultados calculados com a correlação adimensional estão em boa concordância com os valores medidos.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.19 - Π_1 medidos e calculados com a correlação adimensional para todas as folgas, velocidade de rotação de 2000 RPM e temperatura de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C

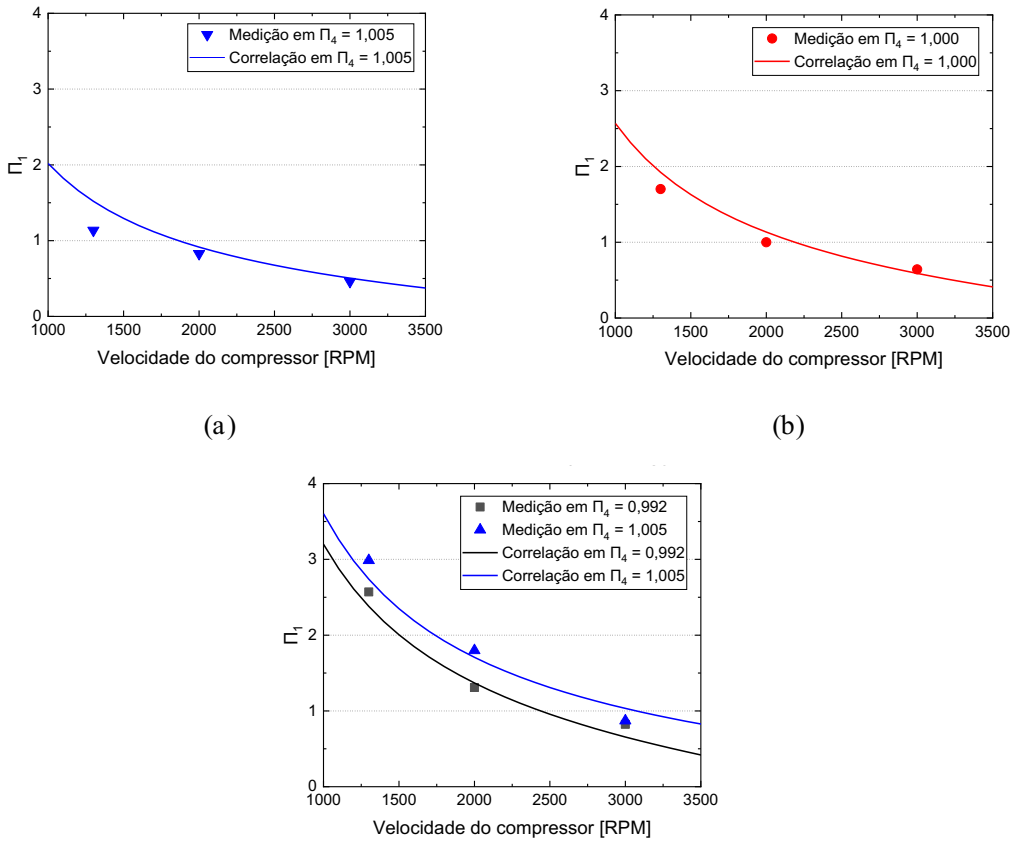


Figura 4.20 - Π_1 medidos e calculados com a correlação adimensional para a folga 1,00 e temperaturas de condensação de (a) 30°C, (b) 40°C e (c) 50°C

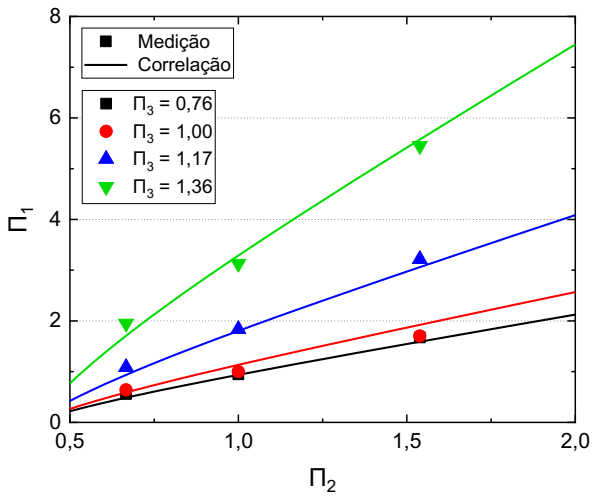


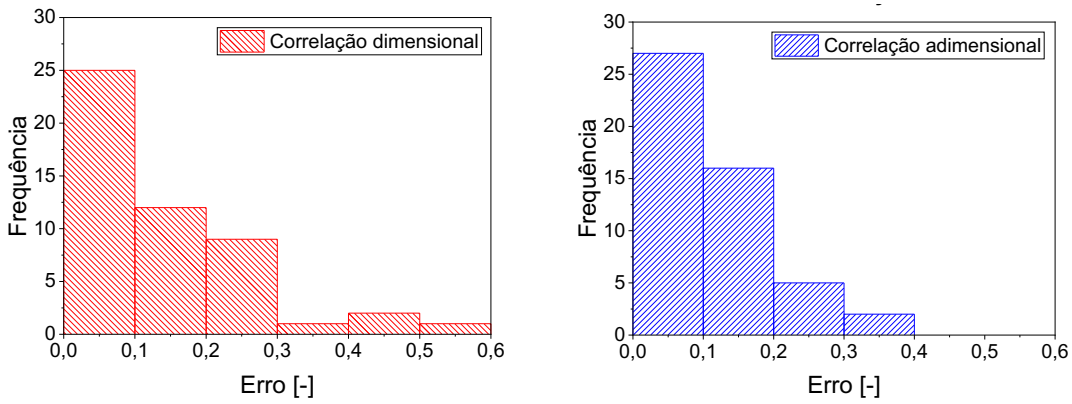
Figura 4.21 - Π_1 medidos e calculados com a correlação adimensional para a condição de operação (-25°C, 40), e todas as folgas

4.4.3 – COMPARAÇÃO ENTRE MODELOS

Devido as abordagens diferentes adotadas, cada correlação possui características distintas. A fim de determinar qual dessas correlações é a mais adequada para estimar o vazamento na folga pistão-cilindro do compressor testado, a Tabela 4.8 destaca o erro máximo, o erro médio e o erro relativo médio de cada correlação. O erro corresponde ao valor absoluto da diferença entre os vazamentos calculados e medidos, enquanto o erro relativo corresponde à razão entre o erro absoluto e o vazamento medido. Com base nesses dados, a correlação adimensional se mostra como a mais adequada. As Figuras 4.22 e 4.23 reforçam essa conclusão, apresentando histogramas dos erros absolutos e relativos de cada correlação.

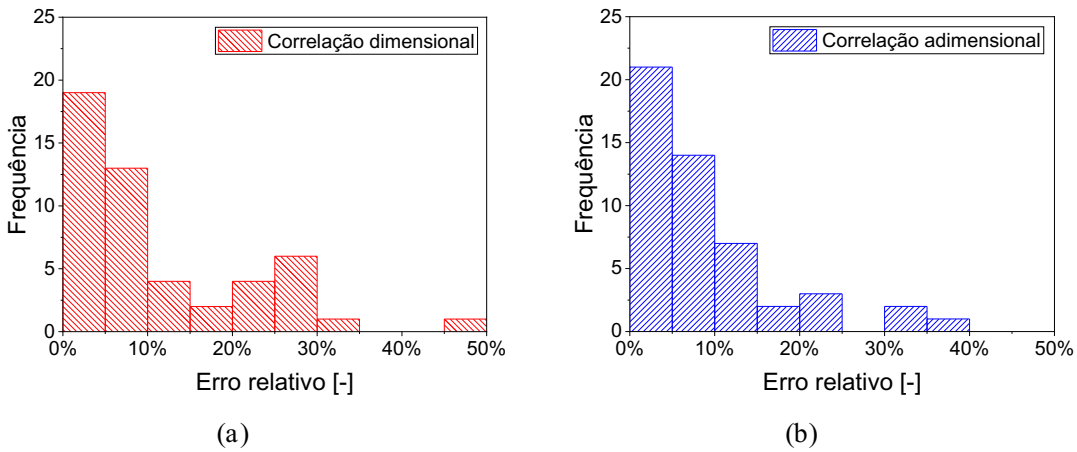
Tabela 4-88: Erros absolutos e relativos das correlações e fator de correção desenvolvidos

Erro	Corr. Dimensional	Corr. Adimensional
Erro máximo [-]	0.568	0.386
Erro médio [-]	0.138	0.113
Erro relativo médio [%]	11.01%	8.87%



(a) (b)

Figura 4.222 – Histogramas dos erros absolutos da (a) correlação dimensional e (b) correlação adimensional



(a) (b)

Figura 4.233 - Histogramas dos erros relativos da (a) correlação dimensional e (b) correlação adimensional

Analisando do ponto de vista de modelagem, a correlação adimensional possui vantagens adicionais. O teorema de πs de Buckingham, metodologia na qual ela é baseada, confere maior flexibilidade a esse modelo quando comparado aos outros dois (Fox e McDonald's, 2011). A partir das imagens apresentadas nas seções anteriores, é evidente também que esse é o modelo que melhor contabiliza o efeito da velocidade do compressor sobre o vazamento. Além disso, a correlação adimensional considera fatores adicionais relacionados à geometria da folga e ao fluido refrigerante, sendo, portanto, o mais abrangente dentre os dois modelos. Desse modo, a correlação dimensional é menos vantajosa do que a correlação adimensional, apesar de ser a mais simples de implementar.

5. CONCLUSÕES

Uma bancada experimental, baseada no método do volume constante, foi construída para medir vazamento de fluido refrigerante através da folga pistão-cilindro de um compressor recíproco de refrigeração doméstica. O vazamento foi medido para diferentes dimensões de folgas, velocidades do compressor e condições de operação, caracterizadas pelas temperaturas de evaporação e de condensação. As medições foram comparadas com resultados de dois modelos disponíveis na literatura.

Além disso, duas correlações foram desenvolvidas a partir das medições para estimar o vazamento. Uma delas estabelece uma função direta entre as medições de vazamento e as variáveis testadas, enquanto a segunda foi desenvolvida através do Teorema dos πs de Buckingham, formando assim uma relação funcional de grupos adimensionais.

5.1 – PRINCIPAIS CONCLUSÕES

A partir das medições, evidenciou-se que o vazamento pistão-cilindro aumenta com a temperatura de condensação e com a temperatura de evaporação. Entretanto, devido a maneira como a condição de operação determina a vazão de fluido refrigerante fornecida pelo compressor, o vazamento se mostrou mais crítico nos casos de elevadas razões de pressão. Observou-se que o vazamento varia de forma quase exponencial com a dimensão da folga pistão-cilindro, tendendo para um valor assintótico à medida que dimensão alcança valores pequenos. Finalmente, os resultados mostraram que o vazamento tende a aumentar à medida que a velocidade de operação do compressor diminui, principalmente em folgas de grandes dimensões e temperaturas de condensação elevadas. Como a diminuição da velocidade também reduz a vazão fornecida pelo compressor, os casos nos quais o vazamento é mais significativo são os de baixa velocidade de operação.

Apesar da simplicidade dos modelos numéricos de Zuk e Smith (1969) e Braga (2017) implementados neste trabalho, ambos apresentaram resultados em concordância razoável com às medições do vazamento, quando a formulação de fluido compressível é

adotada. No entanto, divergências foram observadas nas menores folgas, com os modelos indicando uma tendência de queda no vazamento, enquanto as medições apresentando um comportamento assintótico. Além disso, os vazamentos calculados com os modelos mostraram ser quase insensíveis em relação à velocidade do compressor, ao contrário do observado nos experimentos.

Dentre as correlações desenvolvidas para estimar o vazamento, a correlação adimensional obtida através do Teorema dos πs de Buckingham se mostrou a mais adequada. Além de apresentar as menores diferenças em relação às medições, os grupos adimensionais formados pelas variáveis do problema fornecem maior robustez e flexibilidade à correlação, além de ser de fácil implementação.

Já a correlação desenvolvida diretamente a partir das medições, sem qualquer tipo de tratamento, apresentou as maiores diferenças em relação às medições, embora seja a de mais fácil implementação.

5.2 – SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como mencionado anteriormente, há necessidade de investigações experimentais extensivas sobre o vazamento de fluido refrigerante na folga pistão-cilindro de compressores alternativos herméticos de baixa capacidade. Nesse sentido, sugerem-se as seguintes investigações como complemento ao presente trabalho:

- Realizar medições com o mesmo compressor adotado neste trabalho em todas as folgas e condições de operação nas velocidades de 1300 RPM e 3000 RPM;
- Medir os vazamentos em folgas menores do que 0,76 a fim de verificar o comportamento assintótico indicado pelas medições entre as folgas 1,00 e 0,76;
- Medir o vazamento em outros modelos de compressor, com outros fluidos refrigerantes e óleos lubrificantes. Com base nos dados levantados, verificar se as correlações desenvolvidas nesse trabalho se mantêm ou se outras são necessárias;
- Gerar um novo envelope de testes, extrapolando os limites definidos pelos experimentos desse trabalho, a fim de verificar a flexibilidade das correlações desenvolvidas.

- Analisar com maior rigor como a geometria do pistão e do cilindro afetam o vazamento, considerando, por exemplo, erros de circularidade e excentricidades distintas.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BRAGA, V. M. Análise numérica do vazamento de gás na folga pistão-cilindro de compressores de refrigeração doméstica. 2017. 113p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DIAS, J. P. Escoamento de Óleo e Refrigerante pela folga pistão-cilindro de compressores herméticos alternativos. 2012. 327p. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UFSC, Florianópolis.

FERREIRA, R. T. S.; LILIE, D. E. B. Evaluation of the Leakage Through the Clearance Between Piston and Cylinder in Hermetic Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, p. 1 – 6, 1984.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. Introdução à mecânica dos fluidos. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798

IBGE. Domicílios particulares permanentes, por posse de geladeira. 2015. Disponível em: <https://seriesestatisticas.ibge.gov.br/series.aspx?vcodigo= PD279>. Acesso em: 17 fev. 2020.

IIR. 38th Note on Refrigeration Technologies: The Role of Refrigeration in the Global Economy. 2019.

KOZA, J.R.; POLI, R. Genetic Programming. In: Burke, E.K., Kendall, G. (eds) Search Methodologies. Springer, Boston, MA, 2005

LIU, Y.; YONGZHANG, Y. Prediction for the Sealing Characteristics of Piston Rings of a Reciprocating Compressor. *International Compressor Engineering Conference*, p. 973 – 988, 1986.

LOHN, S. K.; PEREIRA, E. L. L. Numerical Investigation of the Gas Leakage through the Piston-Cylinder Clearance of Reciprocating Compressors. *International Compressor Engineering Conference*, vol. 1267, p. 1 – 9, 2014.

MITCHELL, T. M., Machine Learning (1st Ed.), McGraw-Hill Science / Engineering / Math, 1997, 421 p.

MORRIESEN, A. Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica. 2009. 189 p. Dissertaçao (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

PEREIRA, E. L. L.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 110, pp. 239-247, 2020.

PRATA, A. T.; FERNANDES, J. R. S.; FAGOTTI, F. Dynamic Analysis of Piston Secondary Motion for Small Reciprocating Compressors. *Journal of Tribology*, vol. 122, p. 752 - 760, 2000

SIERRA INSTRUMENTS. SmartTrak® Series 100 Mass Flow Meters and Controllers – Instruction Manual. 2018. 107 p.

SILVA, E. Characterization of rarefied flows of refrigerants with a new method for the measurement of mass flow rate through microchannels. 2016. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TAYLOR, J. R. An Introduction to Error Analysis (2nd ed.), University Science Books, California, 1997, 343 p.

ZUG, J.; SMITH, P. Computer program for viscous, isothermal compressible flow across a sealing dam with small tilt angle. Washington D. C: Nasa Technical Note D-5373, 1969.

APÊNDICE A – INCERTEZA DE MEDIÇÃO DO VOLUME DA CARCAÇA

A partir da análise de incerteza da equação 3.6, tem-se que o desvio padrão do volume da carcaça é calculado com a Equação (A.1).

$$u^2(V_2) = \left(\frac{\partial V_2}{\partial V_1}\right)^2 u^2(V_1) + \left(\frac{\partial V_2}{\partial p_{1,inicial}}\right)^2 u^2(p) + \left(\frac{\partial V_2}{\partial p_{EQUI}}\right)^2 u^2(p) \quad \text{(A.1)}$$

sendo

$$\frac{\partial V_2}{\partial V_1} = \frac{p_{1,inicial}}{p_{EQUI}} - 1 \quad \text{(A.2)}$$

$$\frac{\partial V_2}{\partial p_{1,inicial}} = \frac{V_1}{p_{EQUI}} \quad \text{(A.3)}$$

$$\frac{\partial V_2}{\partial p_{EQUI}} = -\frac{V_1 p_{1,inicial}}{p_{EQUI}^2} \quad \text{(A.4)}$$

O desvio padrão $u(p)$ é obtido diretamente do catálogo do transdutor de pressão utilizado nos experimentos. Já o desvio padrão $u(V_1)$ é função da repetibilidade das medições e da balança utilizada para determinar o volume do reservatório R1. Considerando o desvio padrão médio e a repetibilidade das medições, tem-se que a faixa de incerteza do volume da carcaça corresponde a $2{,}11\%$ de seu valor absoluto.

APÊNDICE B - INCERTEZA DO VAZAMENTO

Realizando uma análise de incerteza na equação 3.8, tem-se que o desvio padrão da vazão mássica é calculado com a Equação (B.1).

$$u^2(\dot{m}) = \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial V}\right)^2 u^2(V) + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial T}\right)^2 u^2(T) + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial (dp/dt)}\right)^2 u^2\left(\frac{dp}{dt}\right) \tag{B.1}$$

sendo

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial V} = \frac{1}{RT}\frac{dp}{dt} \tag{B.2}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial T} = -\frac{V}{RT^2}\frac{dp}{dt} \tag{B.3}$$

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial\,(dp/dt)} = \frac{V}{RT} \tag{B.4}$$

O desvio padrão $u(V)$ é obtido a partir da análise de incerteza do volume interno da carcaça e do óleo lubrificante, enquanto o desvio padrão $u(T)$ é obtido diretamente do catálogo do termopar. O desvio padrão $u(dp/dt)$ é obtido através da equação para calcular a incerteza do parâmetro linear da regressão, apresentada em Taylor (1997):

$$u\left(\frac{dp}{dt}\right) = \sqrt{\frac{1}{N-2}\sum_i (p_i - A - Bt_i)^2}\sqrt{\frac{N}{N\sum_i t_i^2 - (\sum_i t_i)^2}} \tag{B.5}$$

Lembrando que a regressão linear realizada tem o formato da equação 7.9 e que o parâmetro B corresponde à derivada da pressão no interior da carcaça pelo tempo.

$$p = A + Bt \tag{B.6}$$